

UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS
ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

EMANUEL FRANCISCO NOGUEIRA DE QUEIROZ

**ESTUDO DE RIGIDEZ TORCIONAL EM UM CHASSI SPACE FRAME DO TIPO
BAJA SAE**

MANAUS

2018

EMANUEL FRANCISCO NOGUEIRA DE QUEIROZ

**ESTUDO DE RIGIDEZ TORCIONAL EM UM CHASSI SPACE FRAME DO TIPO
BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas como requisito para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Arlindo Pires Lopes, Ph.D.

MANAUS

2018

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Sistema Integrado de Bibliotecas da Universidade do Estado do Amazonas.

Q3e	<p>Queiroz, Emanuel Francisco Nogueira de Estudo de rigidez torcional em um chassi space frame do tipo Baja SAE / Emanuel Francisco Nogueira de Queiroz. Manaus : [s.n], 2018. 74 f.: color.; 30 cm.</p> <p>TCC - Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade do Estado do Amazonas, Manaus, 2018. Inclui bibliografia Orientador: Arlindo Pires Lopes</p> <p>1. Baja SAE. 2. Chassi. 3. Rigidez torcional. 4. Elementos finitos. I. Arlindo Pires Lopes (Orient.). II. Universidade do Estado do Amazonas. III. Estudo de rigidez torcional em um chassi space frame do tipo Baja SAE</p>
-----	--


EMANUEL FRANCISCO NOGUEIRA DE QUEIROZ

**ESTUDO DE RIGIDEZ TORCIONAL EM UM CHASSI SPACE FRAME DO TIPO
BAJA SAE**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi considerado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade do Estado do Amazonas (UEA) e aprovado em sua forma final pela comissão examinadora.

MANAUS, 10 DE DEZEMBRO DE 2018

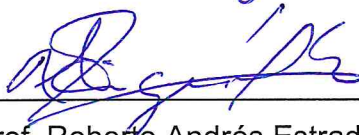
Banca examinadora:



Orientador: Prof. Arlindo Pires Lopes, Ph.D.



Examinador: Prof. Dr. Gilberto Garcia del Pino



Examinador: Prof. Roberto Andrés Estrada Cingualbres, Ph.D.

Aos meus pais, que se dedicaram sem medir esforços para me proporcionar todas as oportunidades para estar aqui hoje e me tornar o profissional que almejo ser.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus, por ter me fortalecido a ponto de superar as minhas dificuldades e também pela saúde que me deu e que permitiu alcançar esta etapa tão importante da minha vida.

Aos meus pais e familiares, tamanha fonte de inspiração e apoio, que sempre estiveram ao meu lado em todos os momentos me dando coragem para perseguir os meus sonhos.

Ao colegiado do curso de Engenharia Mecânica, que me acompanhou durante a graduação, e em especial ao meu orientador Prof. Arlindo Pires Lopes, pelo acompanhamento, orientação e amizade.

Aos amigos da Equipe BAJA UEA, pelas oportunidades de aprendizado, companheirismo, amadurecimento e engrandecimento profissional que me proporcionaram durante a convivência e experiência que passamos juntos. Um simples obrigado nunca fará justiça aos bajeiros empenhados aos quais sem nominar terão os meus eternos agradecimentos.

Por fim, mas não menos importante, deixo uma palavra de gratidão a todas as pessoas que de alguma maneira me ajudaram a chegar nesta etapa da minha vida e que certamente farão parte deste novo ciclo que se inicia.

“O cientista não é o homem que fornece as verdadeiras respostas; é quem faz as verdadeiras perguntas.” (Claude Lévi-Strauss)

RESUMO

A validação da rigidez torcional de chassis por métodos computacionais tornou-se mais presente no desenvolvimento de novos protótipos, principalmente tratando-se de veículos fora de estrada, que são suscetíveis a receber esforços críticos nas condições dos terrenos acidentados por onde transpassam. Nota-se que a rigidez da estrutura pode ser dividida em quatro subconjuntos, sendo duas rigidezes na dianteira com torção horária e torção anti-horária, bem como de modo análogo duas na traseira. Determinam-se as tolerâncias geométricas da estrutura com base no regulamento da SAE Brasil. Relacionando os principais materiais disponíveis e suas propriedades mecânicas, utilizam-se tubos de aço carbono SAE 1020 com diâmetro 31,75 mm e espessura 1,6 mm visando preservação de resistência, redução de massa e de custos. Modela-se a geometria tridimensional da estrutura, convertendo-a para um modelo matemático através do método dos elementos finitos, composto por elementos tetraédricos. Aplicando binários torcionais tanto na dianteira quanto na traseira com as cargas máximas dos amortecedores, obtém-se as deflexões angulares dos pontos carregados, calculando as rigidezes locais do chassi. A resultante destas gera as rigidezes torcionais dianteira e traseira, as quais por sua vez produzem a rigidez torcional global da estrutura, representando sua capacidade de deformação contra forças torcionais. Conforme bibliografia, veículos Baja trabalham com rigidez torcional entre 750 e 1500 N.m/grau. Obtém-se a rigidez torcional global de 1871,83 N.m/grau, com a rigidez da dianteira e traseira respectivamente em 3,77% e 40,33% acima do limite superior do referencial teórico e com deformações máximas na dianteira de 24,918 mm. Considera-se que o acréscimo de métodos experimentais e analíticos podem contribuir para o enriquecimento dos estudos realizados.

Palavras-chave: Baja SAE. Chassi. Rigidez torcional. Elementos finitos.

ABSTRACT

The validation of chassis torsional stiffness by computational methods became more current when developing new prototypes, mainly talking about off-road vehicles, that are susceptible to receive critical forces on the conditions of crashed terrains through which they pass. The rigidity of the structure can be divided into four subsets, being two stiffness in the forward with hourly twist and anti-clockwise twist, as well as the operation mode twice in the rear. The geometric tolerances of the structure are determined based on the SAE Brazil standard. Relating the material resources available and their mechanical properties, SAE 1020 carbon steel tubes with a diameter of 31.75 mm and a thickness of 1.6 mm are used to maintain strength, mass reduction and cost. The three-dimensional geometry of the structure is modeled, converting it into a mathematical model using the finite element method, composed of tetrahedral elements. Applying torsional binaries on the forward with the maximum forces of the shock absorbers are obtained the angular deflections of the loaded points, being calculated the local rigidities of the chassis. The resulting generates front and rear torsional stiffness, which together produce the global torsional stiffness of the structure, representing your ability to strain by torsional forces. According to the bibliography, the Baja vehicles work with torsional stiffness between 750 and 1500 N.m/deg. A global torsional stiffness of 1871.83 N.m/deg is obtained, with the front and rear stiffness respectively at 3.77% and 40.33% above the upper limit of the theoretical reference and with maximum deformations at the front of 24.918 mm. It is considered that the addition of experimental and analytical methods may contribute to the aggrandizement of the studies realized.

Keywords: Baja SAE. Chassis. Torsional stiffness. Finite elements.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Projetos estudantis coordenados pela SAE.....	19
Figura 2 - Sistema de referência automotivo SAE.....	21
Figura 3 - Protótipo de chassi "ladder frame".....	22
Figura 4 - Estrutura do chassi "backbone".....	23
Figura 5 - Chassi monobloco de veículo sedan.....	24
Figura 6 - Modelo de chassi "space frame".....	24
Figura 7 - Deformação na lateral esquerda da dianteira de um Mini Baja.....	26
Figura 8 - Deformação na lateral esquerda vista por dentro do veículo.....	27
Figura 9 - Modelo original do chassi deformado.....	27
Figura 10 - Linearização da rigidez torcional.....	30
Figura 11 - Forças exercidas pelos amortecedores.....	32
Figura 12 - Torção no chassi por inércia.....	33
Figura 13 - Torção no chassi por reação.....	33
Figura 14 - Posicionamento do amortecedor.....	35
Figura 15 - Componentes vetoriais do amortecedor.....	35
Figura 16 - Compressão e expansão do amortecedor esquerdo e direito.....	36
Figura 17 - Deslocamentos nodais.....	38
Figura 18 - Elemento de casca com tensão concentrada na curva.....	39
Figura 19 - Análise de convergência de malha.....	40
Figura 20 - Módulos de trabalho do ANSYS.....	42
Figura 21 - Mapeamento de processos da metodologia adotada.....	44
Figura 22 - Esboço em 2D do assoalho (vista superior).....	46
Figura 23 - Perspectiva de uma linha 3D distorcida em duas vistas distintas.....	46
Figura 24 - Perspectiva de uma linha 3D com restrições em duas vistas distintas...	47
Figura 25 - Esboço final do chassi do modelo.....	47
Figura 26 - Conversão do esboço do chassi em sólido.....	48
Figura 27 - Principais influências da parede corta-fogo do veículo.....	49
Figura 28 - Largura do habitáculo do piloto (vista de corte).....	49
Figura 29 - Parâmetros para ultrapassagem de obstáculos (vista lateral).....	50
Figura 30 - Montagem da traseira do chassi.....	51
Figura 31 - Transição de uma união para entalhe ou chanfro.....	53
Figura 32 - Ponto de interferência entre dois tubos, destacado em vermelho.....	54

Figura 33 - Preparação das etapas de análise do modo "Static model"	55
Figura 34 - Chassi importado para o "Design Modeler" em formato "step"	55
Figura 35 - Associação do material na estrutura	56
Figura 36 - Aplicação de elementos tetraédricos na malha.....	57
Figura 37 - Parâmetros geométricos da malha tetraédrica	57
Figura 38 - Comparativo entre malha automática e malha retrabalhada.....	58
Figura 39 - Criação de agrupamento de nós	58
Figura 40 - Aplicação de parâmetros nodais	59
Figura 41 - Configuração de deslocamento e força nodal	59
Figura 42 - Carregamento e condições de contorno no modelo matemático	60
Figura 43 - Seleção de saídas da análise estrutural	60
Figura 44 - Exportação de resultados para tabela em Excel.....	61
Figura 45 - Representação tridimensional do deslocamento angular nodal.....	61
Figura 46 - Diagrama de composição da rigidez da estrutura.....	62
Figura 47 - Regressão da rigidez local dianteira (torção horária).....	63
Figura 48 - Regressão da rigidez local dianteira (torção anti-horária).....	64
Figura 49 - Regressão da rigidez local traseira (torção horária).....	64
Figura 50 - Regressão da rigidez local traseira (torção anti-horária).....	65
Figura 51 - Deslocamentos máximos na torção dianteira horária e anti-horária, respectivamente	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Rigidez torcional por tipo de veículo.....	31
Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos principais aços de baixo carbono	52
Tabela 3 - Deflexões angulares das fixações dos amortecedores	63
Tabela 4 - Rigidezes torcionais da estrutura	65
Tabela 5 - Deflexões angulares das fixações dos amortecedores do chassi exemplificado	65
Tabela 6 - Rigidezes torcionais do chassi exemplificado	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
CAD	Computer-aided design
FEA	Finite Element Analysis
GDL	Grau de Liberdade
MAG	Metal Active Gas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MIG	Metal Inert Gas
SAE	Society of Automotive Engineers
TIG	Tungsten Inert Gas
UEA	Universidade do Estado do Amazonas

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	PROBLEMATIZAÇÃO E HIPÓTESES	16
1.1.1	PROBLEMATIZAÇÃO	16
1.1.2	HIPÓTESES	16
1.2	DELIMITAÇÃO DO ESTUDO	17
1.3	OBJETIVOS	17
1.3.1	OBJETIVO GERAL	17
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
1.3.3	JUSTIFICATIVA	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	PROJETO BAJA SAE	19
2.2	CHASSI	20
2.2.1	CONCEITO DE CHASSI	20
2.2.2	TIPOS DE CHASSIS	21
2.2.2.1	CHASSI DE LONGARINA	22
2.2.2.2	CHASSI DE TÚNEL	23
2.2.2.3	CHASSI MONOBLOCO	23
2.2.2.4	CHASSI "SPACE FRAME"	24
2.2.3	PARÂMETROS DE BASE DE PROJETO	25
2.3	RIGIDEZ TORCIONAL	28
2.3.1	CONCEITO DE RIGIDEZ	28
2.3.2	OCORRÊNCIAS DE ESFORÇOS TORCIONAIS	31
2.4	INFLUÊNCIA DO AMORTECEDOR NO CHASSI	34
2.5	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	36
2.6	AUTODESK INVENTOR	40
2.7	ANSYS	41
3	METODOLOGIA	43
3.1	MÉTODO	43
3.2	TÉCNICA	43
3.3	PROCEDIMENTO	43
4	ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DE DADOS	45
4.1	MODELAGEM COMPUTACIONAL	45
4.1.1	DESENHO DA GEOMETRIA	45

4.1.2	CRITÉRIOS DE PROJETO.....	48
4.1.3	PROPRIEDADES DO MATERIAL	51
4.1.4	UNIÃO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS	53
4.2	ANÁLISE COMPUTACIONAL	54
4.2.1	IMPORTAÇÃO DO MODELO	55
4.2.2	ASSOCIAÇÃO DO MATERIAL	56
4.2.3	PARAMETRIZAÇÃO DA MALHA.....	56
4.2.4	CARREGAMENTOS E RESTRIÇÕES	58
4.2.5	SAÍDA DE ANÁLISE	60
4.3	RIGIDEZ TORCIONAL LOCAL E GLOBAL.....	61
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	63
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	68
6.1	CONCLUSÃO.....	68
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	68
7	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	70

1 INTRODUÇÃO

Historicamente, a indústria automobilística desenvolve seus projetos utilizando os mais modernos recursos de engenharia disponíveis. De acordo com Rubenstein (2001), o processo de montagem de veículos motorizados mudou pouco ao longo das décadas após a revolução da produção em massa da Ford. A carenagem e o chassi eram construídos em linhas separadas dentro da fábrica de montagem final e, em seguida, unidos ao fim do processo.

Conforme o autor, na linha de montagem do chassi, a maioria dos componentes do trem de força - como o motor, transmissão, mecanismo de direção, eixo de transmissão, diferencial, freios, eixos, rodas, pneus, molas e escape – eram presos à estrutura. Enquanto isso, na linha de construção da carenagem, os painéis da carroceria eram soldados, as portas instaladas, a carenagem era pintada e os componentes do compartimento do passageiro - como para-brisas, bancos, painel de instrumentos, coluna, aquecedor e rádio - foram anexados.

A partir disto, os projetos de chassis vêm sendo aprimorados ao longo dos anos. Segundo Rocha (2004), o sucesso do desenvolvimento de produtos das empresas automobilísticas, está relacionado com a utilização de novos conceitos e tecnologias, que tornam a atividade de projeto mais eficiente. A utilização de ferramentas computacionais é uma delas, pois, segundo Santos (2007), permite uma redução de custos, de tempo de desenvolvimento e lançamento do produto, sendo possível prever e simular o comportamento dos sistemas mecânicos veiculares.

Os chassis tubulares são de alta precisão e, normalmente, compõem os carros de competição ou carros de rua de alto desempenho, mas também são caros e trabalhosos de serem construídos, sendo quase todos feitos manualmente.

Nos carros de competição, o chassi deve ser leve e rígido, de tal forma a melhorar a resposta do carro na pista. Deve também cumprir todos os regulamentos das federações de automobilismo e das respectivas categorias. O chassi também influi diretamente na aerodinâmica do carro, uma vez que determina a sua forma geral e delimita onde serão instalados os componentes aerodinâmicos (CANUT, 2014).

Quanto mais rígida for a estrutura de um veículo, melhor será o seu potencial de desempenho dinâmico. Desta forma, a busca por estruturas veiculares cada vez mais rígidas é uma preocupação constante da indústria automobilística (HAPPIAN, 2002).

Segundo Happian (2002), a rigidez torcional de um automóvel deve ser considerada através de critérios específicos e medida entre eixos da estrutura em questão, que corresponde à distância entre o eixo das rodas dianteira e traseira. Ainda de acordo com o autor, em carros populares a rigidez torcional se encontra em torno de 8.000 a 10.000 N.m/º, além de descrever que para veículos com uma rigidez torcional baixa, o condutor consegue perceber a dianteira do veículo deslocando-se para cima e para baixo, afetando desta maneira a dirigibilidade. De outro modo, a funcionalidade de alguns componentes do veículo pode ser comprometida pela falta de rigidez torcional da estrutura veicular.

Este trabalho contempla o estudo sobre rigidez torcional de um chassi tubular do tipo Baja SAE quando submetido à esforços críticos, através de simulação computacional utilizando o método dos elementos finitos. Os resultados serão analisados de forma a verificar a necessidade de intervir na geometria da estrutura com a finalidade de garantir a rigidez adequada para o protótipo.

1.1 PROBLEMATIZAÇÃO E HIPÓTESES

1.1.1 PROBLEMATIZAÇÃO

O dimensionamento de um chassi levando em consideração a análise e validação da sua rigidez torcional influenciará diretamente no comportamento dinâmico de um veículo?

1.1.2 HIPÓTESES

H0: A análise computacional da rigidez torcional pelo método dos elementos finitos é um meio plausível para validar uma estrutura com relação à mesma suportar os carregamentos dinâmicos aplicados.

H1: Existem possíveis pontos localizados na estrutura que comprometem sua rigidez torcional em razão às suas coordenadas e ao posicionamento dos elementos estruturais ligados a eles.

H2: O estudo de rigidez torcional focado em possíveis modificações na estrutura do chassi para aumentar a rigidez, quando necessárias, permite que tal estrutura suporte as cargas submetidas pelos amortecedores.

1.2 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO

Ao se desenvolver um projeto do tipo Baja SAE, deve-se realizar a validação do mesmo realizando análises computacionais e/ou testes experimentais para garantir a segurança e integridade do projeto. Deste modo, realiza-se neste estudo a análise computacional da estrutura através do Método dos Elementos Finitos (MEF), utilizando o software ANSYS®, como meio de validação do projeto de um determinado chassi desenvolvido pela Equipe BAJA UEA, o qual foi dimensionado com base nos regulamentos pré-estabelecidos pela SAE Brasil vigentes em 2018. O estudo contempla a simulação da estrutura quando submetida aos esforços torcionais transmitidos pelo sistema de suspensão, a fim de validá-la para a Equipe BAJA UEA construir o seu protótipo para participar da Competição Nacional Baja SAE Brasil 2019.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um estudo capaz de avaliar o comportamento de uma gaiola de protótipo do tipo Baja quando submetida à esforços torcionais.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar os pontos críticos da estrutura que possuam possibilidade de serem aperfeiçoados;
- Quantificar a rigidez torcional da estrutura através da aplicação de método computacional.

1.3.3 JUSTIFICATIVA

Os veículos do tipo Mini Baja são projetados com o intuito de desenvolver conceitos teóricos e práticos assimilados pelos docentes de universidades de engenharia. Tais veículos são utilizados em terrenos irregulares de barro, com a finalidade de trabalhar todos os subsistemas dos mesmos de forma crítica, isto é, testando a capacidade dos protótipos de vencerem diversos tipos de obstáculos em circuitos “*off-road*”.

Durante o deslocamento deste tipo de veículo em obstáculos difíceis como troncos, buracos e lama, a suspensão do carro deve trabalhar de forma harmônica para garantir a manobrabilidade do veículo e a segurança do piloto, ou seja, dissipando as energias transmitidas para o veículo durante os choques contra o terreno.

Contudo, para tal, o chassi do veículo deve suportar a carga aplicada dos amortecedores, ou seja, não pode sofrer deformações durante o trabalho da suspensão. Caso a suspensão não trabalhe da maneira almejada, os esforços que o veículo sofrerá serão transmitidos em forma de carga diretamente no chassi, podendo gerar alterações na estrutura. Caso ocorram deformações na estrutura, o posicionamento do sistema de suspensão (braços de suspensão e amortecedores) poderá se desalinhar, isto é, se deslocar da posição inicial de projeto junto com a estrutura, podendo ocasionar na interferência do comportamento dinâmico do veículo, possivelmente afetando o sistema de direção que é diretamente ligado com o de suspensão. Tais consequências podem comprometer a ergonomia do piloto, gerando desgaste físico para esterçar as rodas e dificuldade de controlar o veículo.

De modo que o trabalho da suspensão é determinante para o desempenho do veículo, a rigidez torcional é uma grandeza que pode se associar diretamente à resistência mecânica do chassi ao absorver as cargas da suspensão, sendo capaz de evitar deformações no mesmo.

O estudo da rigidez torcional no chassi visa o seu aperfeiçoamento e validação através da sua análise computacional, ocasionando na conciliação do trabalho do sistema dos sistemas dinâmicos do veículo (suspensão e direção) com a validação estrutural.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 PROJETO BAJA SAE

A SAE (“*Society of Automotive Engineers*”) é uma organização sem fins lucrativos que busca promover, desenvolver e avançar nos estudos da engenharia aeroespacial, automobilística e da indústria montadora de automóveis (SAE, 2018). A mesma possui diversas aplicações no ramo de desenvolvimento de tecnologias, e pela parte acadêmica atua em diversos projetos como SAE Aero Design, SAE Supermileage, Fórmula SAE e Baja SAE (Figura 1).



Figura 1 - Projetos estudantis coordenados pela SAE

Fonte: SAE International, 2018.

Na modalidade de competição Baja SAE, estudantes de engenharia são desafiados a projetar e construir um veículo esportivo para todos os terrenos, que seja um protótipo confiável, sustentável, ergonômico e com uma produção econômica que atenda ao mercado do público entusiasta. Os estudantes devem trabalhar em equipe para projetar, desenvolver, construir, testar, promover e competir com o veículo dentro dos limites das regras (SAE, 2018). A competição ocorre em diversos países, como EUA, Canadá, Índia, México, África do Sul e Brasil, dando visibilidade internacional aos estudantes associados ao evento.

A Competição Nacional Baja SAE Brasil, organizada pela SAE Brasil, é um evento universitário que ocorre anualmente em locais conveniados com a entidade, geralmente no estado de São Paulo, como nas últimas edições ocorridas em São José dos Campos.

Trata-se do projeto de protótipos Mini Baja (veículos “*off-road*”), com a concorrência representando diversas Instituições de Ensino Superior de todo o Brasil participantes, com o intuito de expandir os conhecimentos teóricos e práticos e habilidades em desenvolvimento de projetos, com alunos de diversas engenharias.

Os veículos projetados devem seguir os regulamentos e normas propostos pela SAE. Estes regulamentos visam garantir a segurança do piloto e integridade dos veículos durante as competições.

As avaliações do evento são divididas em duas etapas, que são as avaliações estáticas e dinâmicas.

As estáticas consistem na Inspeção Técnica de Segurança, realizada pelo comitê da SAE Brasil, para averiguar a conformidade dos veículos com relação aos regulamentos, e na Avaliação de Projeto, que qualifica o desenvolvimento teórico e conceitual do protótipo.

Já as avaliações dinâmicas consistem na avaliação de Conforto, que realiza a análise de ergonomia e dirigibilidade, na avaliação de Segurança Dinâmica, que testa as condições do veículo para a frenagem e passagem por obstáculos acentuados, e na avaliação de “*Endurance*”, que submete o veículo a testes extremos em terrenos irregulares.

Durante o “*Endurance*”, os veículos passam por obstáculos acentuados em um circuito com terreno acidentado durante 4 horas, seguindo as regras de sinalização pré-estabelecidas para a corrida. Tais protótipos necessitam passar obstruções como crateras profundas, troncos robustos, lama, curvas salientes ou rampagem em altura.

As três equipes com maior classificação no evento possuem o direito de participar da competição internacional, a qual possui grande visibilidade para as grandes indústrias da área de Engenharia.

2.2 CHASSI

2.2.1 CONCEITO DE CHASSI

Idealmente, a finalidade de um chassi automotivo é de conectar todas as quatro rodas com uma estrutura que seja rígida à flexão e torção. Ele deve ser capaz de suportar todos os componentes e ocupantes além de absorver todas as cargas aplicadas sem defletir excessivamente (COSTIN, 1967, p.1, tradução nossa).

A construção de um chassi aprimorado tem sido um grande desafio para o automobilismo, que tem almejado alcançar um padrão ideal entre leveza e resistência mecânica. O projeto e cálculo dos mesmos são realizados de acordo com os princípios da engenharia estrutural e da resistência dos materiais.

Pode ser feito de aço, bem como alumínio ou outros materiais, desde que seja garantida a rigidez adequada para não prejudicar o seu desempenho. Sua idealização objetiva a qualidade do veículo, funcionalidade e qualidade de manutenção.

No estudo do desempenho de chassis automotivos, conforme Soares et al (2012) adota-se como padrão de referência o sistema de coordenadas SAE em torno do centro de gravidade do veículo, permitindo-se mensurar propriedades como rigidez à flexão e rigidez à torção, conforme Figura 2.

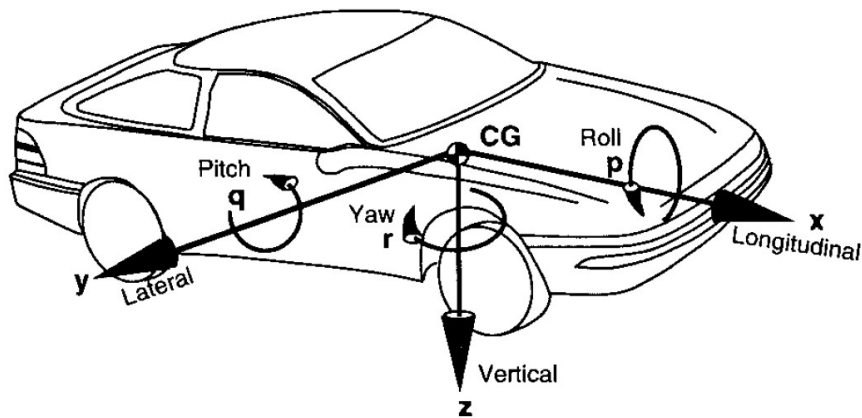


Figura 2 - Sistema de referência automotivo SAE

Fonte: GILLESPIE, 1992 (adaptado).

Onde:

p é o momento de rolagem (N.m);

q é o momento de arfagem (N.m);

r é o momento de guinada (N.m).

2.2.2 TIPOS DE CHASSIS

Na indústria, diferentes tipos de chassis são utilizados para o desenvolvimento de um veículo. Cada tipo possui uma particularidade estrutural, isto é, apresentam propriedades mecânicas com diferentes magnitudes para diferentes aplicações que dependem da sua finalidade de uso (carro de passeio, carro de carga, fora de estrada, etc.).

Dentre os tipos mais utilizados, tem-se o chassi de longarina, chassi de túnel, chassi monobloco e o chassi “*spaceframe*”, os quais serão descritos nos tópicos a seguir.

2.2.2.1 CHASSI DE LONGARINA

Os primeiros automóveis foram construídos com uma estrutura de armação de escada sobre a qual foi colocada a carroceria, contendo os assentos de passageiros. Essa carroceria não contribuía muito para a estrutura do veículo, pois era feito de madeira e possuía baixa rigidez em comparação com o chassi (HAPPIAN-SMITH et al, 2002).

De acordo com Castro (2008), este tipo de chassi é separado da carroceria do veículo, isto é, o mesmo possibilita a sua montagem em diversos tipos de carrocerias. Devido a esta aplicação, é comumente utilizado em veículos comerciais leves, como *pick-ups*, e em veículos de carga pesada, como caminhões.

Também conhecido como “*ladder frame*”, O chassi lembra o formato de uma escada, sendo composto por duas vigas longitudinais, que acompanham todo o comprimento do veículo, conhecidas como longarinas, ligadas entre si, e por uma série de vigas transversais, conhecidas como transversinas (CHANDRA et al, 2012). Este tipo de chassi está ilustrado na Figura 3.

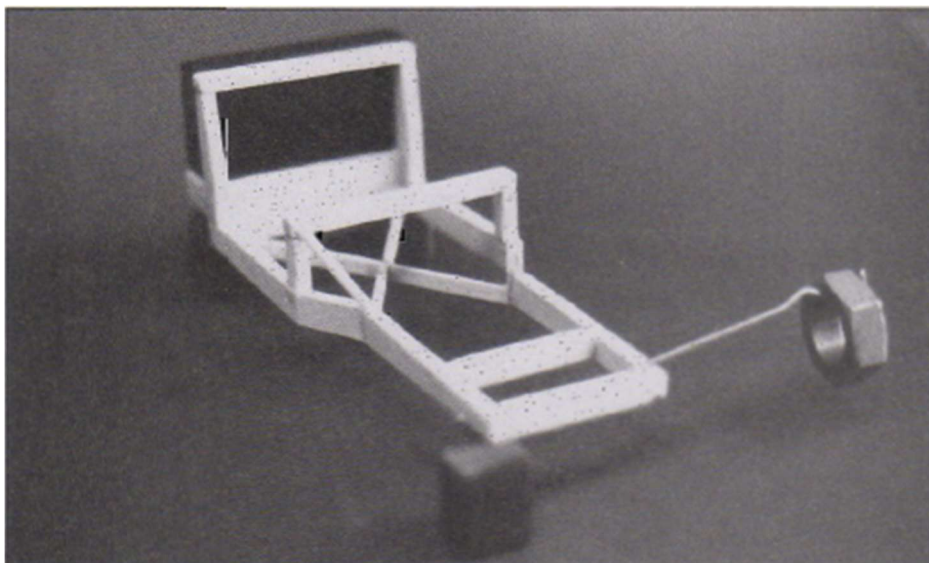


Figura 3 - Protótipo de chassi "ladder frame"

Fonte: ADAMS, 1993.

2.2.2.2 CHASSI DE TÚNEL

Conforme Happian-Smith et al (2002), montadoras como a Lotus têm se empenhado no aperfeiçoamento desta categoria de chassi, onde estrutura principal trata-se de um tubo retangular fechado, usualmente composto por fibra de vidro, que é utilizado para conectar o eixo dianteiro ao traseiro, tal como visto na Figura 4.

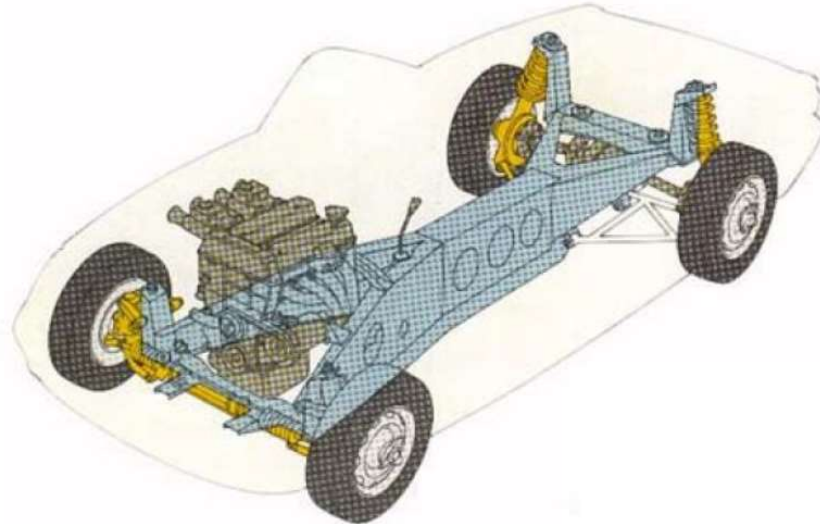


Figura 4 - Estrutura do chassi "backbone"

Fonte: COSTA, 2001.

Facilidade de fabricação, boa durabilidade e custos reduzidos são suas principais características, sendo adotado na produção de veículos esportivos de pequeno porte (CHANDRA et al, 2012).

2.2.2.3 CHASSI MONOBLOCO

Esta categoria de chassi automotivo é uma estrutura única, sendo um único sólido eficaz na proteção contra impactos. Como descrito por Chandra et al (2012), é atualmente a estrutura de chassi mais utilizada para veículos de passeio.

Também conhecido por monocoque, apresenta uma fabricação diferenciada por conta de a carroceria ser agregada ao chassi e por dar forma ao automóvel (Figura 5). A sua fabricação requer altos custos ferramentais, de moldes e máquinas de estampagem, o que torna inviável sua produção em escala abaixo de cem mil veículos por ano (OLIVEIRA, 2007).



Figura 5 - Chassi monobloco de veículo sedan

Fonte: Jornal das Oficinas, 2014.

Como caracteriza Oliveira (2007), o monobloco deve suportar os mesmos esforços de um chassi que possua o chassi independente da carroceria. Para tal, algumas regiões devem ser reforçadas com a utilização de longarinas ou transversinas. Uma das principais características desta estrutura é a boa proteção contra impactos correlacionada a existência de colunas laterais na parte externa.

2.2.2.4 CHASSI "SPACE FRAME"

O "space frame" ou estrutura espacial é uma estrutura com elementos treliçados, ou seja, com geometrias triangulares (Figura 6) que concentram as tensões em seus nós (uniões) e não em seus elementos, trabalhando com forças de tração e compressão.

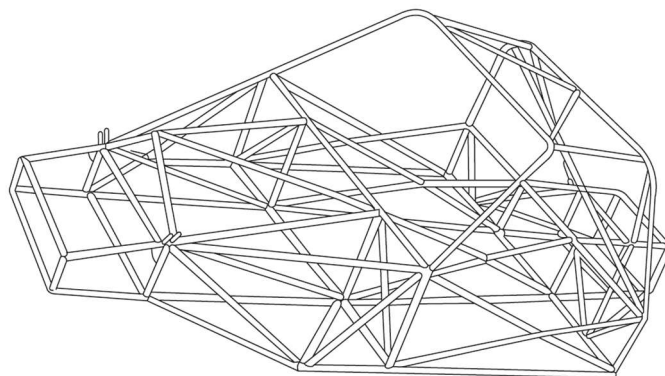


Figura 6 - Modelo de chassi "space frame"

Fonte: HAPPIAN-SMITH et al, 2002.

Construindo uma estrutura treliçada é possível aumentar a profundidade da estrutura e, com isso, aumentar sua rigidez, quando submetida a diversos tipos de carregamentos, e a sua resistência à flexão (HAPPIAN-SMITH et al, 2002). Contudo, a estrutura predominantemente se comporta como "frame" ao invés de uma treliça em

virtude das forças exercidas tanto pelos demais subsistemas quanto pelo próprio piloto, gerando cargas de flexão nos elementos do chassi.

Por conta desta configuração, este arranjo torna-se forte devido a distribuição dos carregamentos para os extremos de cada elemento. Como descrito por Oliveira (2007), os tubos são apenas submetidos à tração e compressão evitando as cargas de torção e flexão na estrutura.

De acordo com Baker (2004), pesquisas significativas vêm sendo realizadas na configuração “*space frame*” para aumentar seu nível de competitividade em relação aos quadros monobloco. Com técnicas de construção, espera-se envolver materiais compósitos modernos e adesivos avançados para formar a estrutura do chassi.

A aplicação do space frame não se restringe somente ao automobilismo, mas também a estruturas rígidas como pontes, estádios, aeroportos, edifícios e outros. O space frame é geralmente projetado com uma matriz de rigidez, e pode ser definido tanto por elementos simples como tubos quanto por elementos rígidos como treliças.

O custo de fabricação deste modelo geralmente é mais barato que os demais por conta de ser fabricado com componentes mais simples. Este tipo de estrutura é praticamente uma junção das principais características do chassi de longarinas e o monocoque, destacando-se por apresentar uma massa menor que os demais.

2.2.3 PARÂMETROS DE BASE DE PROJETO

A definição de um chassi ideal na perspectiva de um projetista condiz com o seu atendimento a quatro princípios: segurança, desempenho dinâmico, ergonomia e conforto. A segurança consiste tanto na proteção do piloto quanto dos subsistemas envolvidos pela estrutura (freio, trem de força, direção, eletrônica e abastecimento).

A estrutura de um carro deve ser rígida suficiente para resistir à flexão e torção. O projeto de um chassi deve ser realizado de modo a suportar todos os esforços que forem transmitidos para ele externamente ou pelos demais subsistemas (ADAMS, 1993). Tais esforços envolvem vibrações, torções, flexões ou compressões, que podem ser provocadas por impactos ou esforços contínuos do próprio veículo. Sua instabilidade provoca perda de desempenho nas rodas, afetando sua durabilidade e a preservação da dirigibilidade.

O chassi deve contribuir tanto para o dimensionamento dos demais subsistemas quanto para a ultrapassagem do veículo por obstáculos para beneficiar

o desempenho dinâmico. Isto é, as dimensões do chassi devem estar adaptadas para que demais sistemas como suspensão e transmissão possam exercer suas funções sem limitações e com eficácia.

Além disso, o posicionamento do piloto dentro do habitáculo influencia diretamente no desempenho do veículo por conta da dirigibilidade, bem como na sua estabilidade. Dito isto, o chassi deve considerar a disposição dos membros do piloto no veículo, de modo que este possua facilidade para pilotar e também esteja confortável para trajetos de baixa e longa duração. Segundo Ribeiro (2007), a posição ideal de dirigir é a que oferece ao motorista as melhores condições de visibilidade e de acesso aos comandos. O estudo dessa posição comporta também a definição do curso do banco, do ângulo de inclinação das guias, do assento do encosto, no caso de um banco fixo, os valores do curso dos comandos.

Falhas de dimensionamento podem prejudicar todos as premissas do seu projeto. Um exemplo de falha de um chassi space frame de um veículo Baja pode ser visto na Figura 7, onde ocorre deformação em parte da estrutura submetida a esforços torcionais. O posicionamento original da tubulação da estrutura pode ser visualizado através da linha tracejada.



Figura 7 - Deformação na lateral esquerda da dianteira de um Mini Baja

Fonte: Equipe BAJA UEA, 2018.

No caso acima, ocorre o deslocamento vertical de parte dos tubos da dianteira do chassi por conta de a disposição dos mesmos não suportar as cargas verticais da suspensão durante a pilotagem.

Tal deslocamento compromete a soldagem dos membros envolvidos, além da assimetria da suspensão dianteira, conforme Figura 8. O dimensionamento deste chassi pode ser visto na Figura 9.



Figura 8 - Deformação na lateral esquerda vista por dentro do veículo

Fonte: Equipe BAJA UEA, 2018.

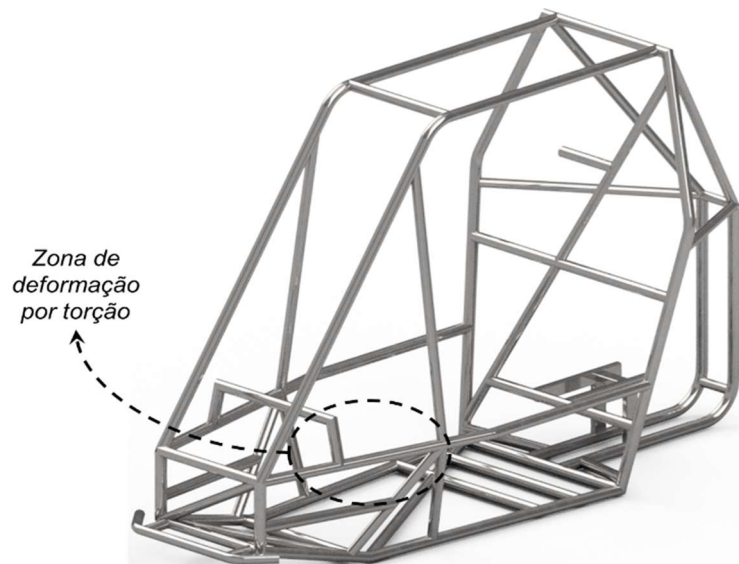


Figura 9 - Modelo original do chassi deformado

Fonte: Equipe BAJA UEA, 2018.

No dizer de Costin (1967), no projeto de um chassi deve-se calcular e checar os estresses que ocorrem em um veículo esportivo de acordo com os seguintes itens: distribuição de carga do chassi, rigidez torcional do chassi, posicionamento de fixações de suspensão dianteira e traseira, fixações da caixa de transmissão e caixa de direção, bem como das fixações dos pedais.

Ainda conforme o autor, existem diversos métodos para se alcançar os mesmos resultados. Além disso, o chassi deve garantir a ergonomia do piloto, isto é, o habitáculo deve possuir o espaçamento necessário para que o piloto dirija com conforto.

2.3 RIGIDEZ TORCIONAL

O comportamento dinâmico e vibracional de um veículo é consideravelmente afetado pela rigidez do chassi. De modo geral, isso requer que as deflexões ocasionadas por forças externas não impactem no funcionamento do veículo. Popularmente falando, constata-se que um chassi com boa rigidez torcional possui como consequência uma boa rigidez linear.

A importância de mensurar a rigidez torcional pode trazer uma série de benefícios para a performance de um veículo. Para tal, é fundamental que se tenha o conhecimento dos princípios mecânicos da rigidez bem como a sua importância percurso de um veículo.

2.3.1 CONCEITO DE RIGIDEZ

A determinação da rigidez de uma estrutura possui fundamental importância em diversas aplicações da engenharia. É importante para determinar o comportamento de uma estrutura ao sofrer esforços e como ela transfere parte da carga para outros materiais ou estruturas com os quais possua contato.

Rigidez é a resistência de um corpo à flexão, enquanto a rigidez torcional é a resistência à torção. Um veículo de performance deve possuir um chassi com adequada rigidez torcional em torno do seu eixo longitudinal (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995, p. 673, tradução nossa).

Analogamente, idealizando o chassi como uma mola, se a sua resistência à torção for fraca, as chances de controlar a distribuição de transferência de carga lateral serão mínimas, isto é, não será possível controlar o manuseio do veículo para resistir aos momentos de rolagem. Tais momento ocorre em torno do eixo de rolagem do veículo (eixo x), vide Figura 2. De acordo com Milliken e Milliken (1995), a dirigibilidade previsível pode ser melhor alcançada se o chassi for rígido o suficiente para que seja desprezado com segurança. Isto significa que para quaisquer definições relacionadas à dinâmica veicular, pressupõe-se que o chassi já possua a rigidez necessária para suportar os demais subsistemas.

Para se determinar a rigidez de um corpo elástico, segundo Halliday et al (2012), deve-se utilizar a equação de rigidez linear para um corpo elástico, também conhecida como Lei de Hooke:

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (2.1)$$

Onde:

K é a constante elástica ou rigidez da mola (N/m);

F é a força estática proporcional ao deslocamento (N);

δ é o deslocamento linear da mola (m).

De forma similar à rigidez da mola, na situação em que um corpo que possua um momento aplicado em torno de seu eixo longitudinal, a rigidez é definida pela resistência do mesmo a um deslocamento angular relativo a um determinado ponto em seu estado inicial. Diante do exposto, segundo Botosso (2015), a rigidez torcional pode ser definida quando um binário é aplicado na direção vertical do veículo em um de seus eixos com as forças passando pelos centros de roda, enquanto os centros de roda do outro eixo são mantidos com deslocamento vertical nulo.

Através do aprofundamento de princípios de mecânica dos sólidos e realizando-se algumas simplificações, um método pode ser desenvolvido para determinar uma rigidez torcional aproximada para chassis (LAW, 1998), onde o torque aplicado (T) é relacionado ao ângulo de torção do chassi (φ), através da equação abaixo onde relacionam-se as propriedades geométricas e mecânicas do material.

$$T = \frac{J.G}{L} = K_T \cdot \varphi \quad (2.2)$$

Onde:

J é o momento polar de inércia (m^4);

G é o módulo de cisalhamento do material (N/m²);

L é o comprimento da seção transversal (m).

As equações utilizadas para determinar a rigidez torcional são baseadas na deflexão total dos pontos de aplicação. Logo, a rigidez torcional é calculada utilizando a Equação 2.3.

$$K_T = \frac{T}{\varphi} = \frac{F.B}{\varphi} \quad (2.3)$$

Na equação acima, o torque (T), em N.m, é representado pela força vertical aplicada aos pontos de montagem (F), em N, e a distância dos pontos ao plano médio do chassi em vista frontal (B), em m. A deflexão angular (φ), em rad, é baseada na deflexão vertical dos pontos de montagem da suspensão, bem como da distância ao plano médio do chassi.

Neste método, forças iguais e opostas são aplicadas em um sentido nos pontos de fixação dos amortecedores em um dos extremos do veículo (dianteira ou traseira),

enquanto restringem-se as interligações do chassi com os braços de suspensão na extremidade oposta.

Para cada sentido aplicado, obtém-se um determinado valor de rigidez, isto é, existem valores distintos de rigidez tanto para a torção dianteira no sentido horário como no sentido anti-horário. O mesmo ocorre ao se replicar a mesma analogia para a torção traseira. Ao todo, são determinadas quatro rigidezes, que podem ser denominadas como rigidezes locais, sendo duas estabelecidas por esforços dianteiros e duas por esforços traseiros. De tal modo, a combinação destas rigidezes compõe a rigidez torcional global, isto é, a própria rigidez torcional da estrutura.

De acordo com Tebby et al (2011), em veículos com mais de um passageiro, a deflexão angular pode ser mensurada tanto para o piloto quanto para o passageiro, podendo ser similares, mas não exatamente com os mesmos valores, apresentando pequenas diferenças na geometria do veículo assim como pequenas diferenças em como as cargas são aplicadas na malha do veículo.

É assumido que a rigidez torcional é descrita seguindo-se uma curva linear em que a rigidez pode ser precisamente determinada como a inclinação de uma função envolvendo o torque e o ângulo de torção (TEBBY et al, 2011, p.68, tradução nossa).

Além disso, tal definição é baseada no fato de o ângulo de torção estar relacionado ao torque através da geometria e das propriedades do material. Esta tendência é conhecida como linearização da rigidez torcional, a qual é exemplificada na Figura 10.

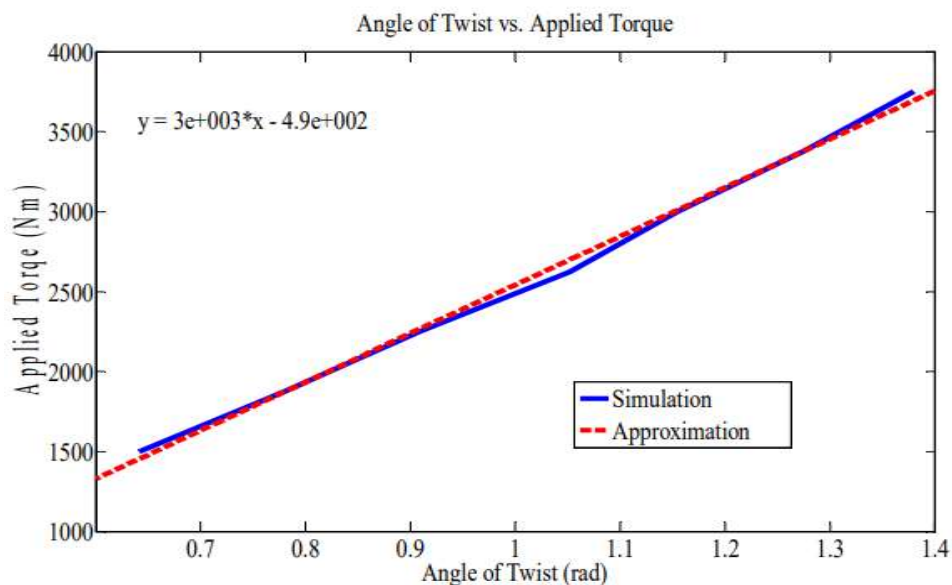


Figura 10 - Linearização da rigidez torcional

Fonte: TEBBY, 2011.

Dependendo da aplicação, diversos tipos de veículos trabalham com uma faixa de valores diferente tratando-se de rigidez. A Tabela 1 serve como comparativo entre os principais tipos de veículos projetados, tendo em vista a relação entre suas rigidezes.

Tabela 1 - Rigidez torcional por tipo de veículo

Veículo	Rigidez Torcional (N.m/grau)
Baja SAE*	750 - 1.500
Fórmula SAE	300 - 3.000
Fórmula 1	5.000 - 10.000
Carros de Passeio	5.000 - 25.000
Carros esportivos	5.000 - 50.000
Carros de corrida (Nascar)	15.000 - 30.000

Fonte: *BARBOSA, 2015; SAMPÒ, 2010.

Tal qual afirma Law (1998), é possível aumentar a rigidez torcional de um chassi com a adição estratégica de componentes estruturais. Segundo Kimbal (1999), os problemas enfrentados pelos engenheiros raramente incluem projetos que submetem os materiais ao seu limite de escoamento. Ao invés disto, a verdadeira necessidade que guia os projetos é que a rigidez das estruturas, quando carregadas, seja suficiente para evitar torção ou flexão excessivas.

2.3.2 OCORRÊNCIAS DE ESFORÇOS TORCIONAIS

Para se entender mais a fundo a razão da rigidez ser definida através da utilização de binários na dianteira do veículo, podem-se utilizar metodologias analíticas, experimentais e computacionais (BARBOSA, 2015) para simular situações críticas onde tais esforços são aplicados contra a estrutura.

Ao longo do trajeto do veículo, existem fundamentalmente duas condições ideais de comportamento do sistema de suspensão, que podem ser de esforços simultâneos ou esforços alternados.

De forma simultânea, as cargas dos amortecedores contra a estrutura são aplicadas igualmente na vertical e diagonal em direção ao plano médio longitudinal do veículo. Tal comportamento ocorre em situações onde a transferência de carga longitudinal é aplicada contra as duas rodas dianteiras, como durante o “*diving*”, ou frenagem brusca. Como as componentes vetoriais das cargas na vertical são na

mesma direção e sentido, uma atua como força de reação para o momento gerado pela outra, minimizando os esforços torcionais. Entretanto, tais cargas concentram-se pontualmente nas fixações da estrutura, como pode-se visualizar na Figura 11.

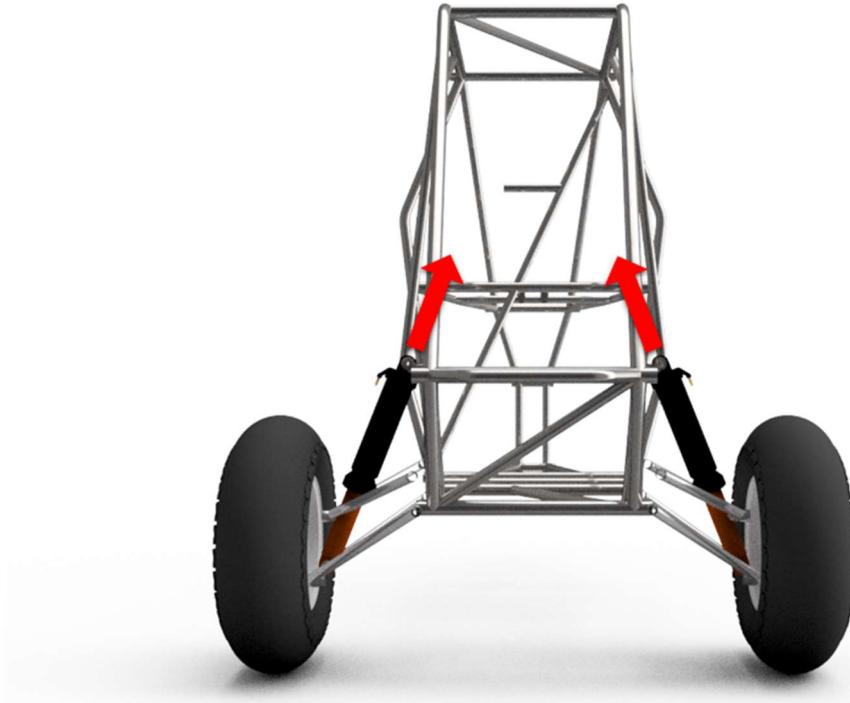


Figura 11 - Forças exercidas pelos amortecedores

Fonte: Autoria própria.

De modo alternado, os esforços dos amortecedores são aplicados singularmente, podendo gerar duas situações para o momento de torção longitudinal na estrutura, sendo uma de ação e outra de reação.

Durante situações em que o veículo é sujeito a passar uma de suas laterais por uma cavidade na pista, quando o pneu dianteiro passa pela mesma, seu sistema mola-amortecedor tende a expandir até o seu limite, isto é, até o fim de curso. Caso o pneu entre em contato com a cavidade da pista antes de o sistema atingir o limite, também conhecido como "*rebound*", a energia do impacto é dissipada pelo amortecedor e o veículo não perde estabilidade, isto é, as forças de reação não são aplicadas contra a estrutura. Entretanto, quando o sistema atinge o seu limite de deslocamento e o pneu não entra em contato com o solo, o centro de massa do veículo desloca-se para a dianteira tendendo a fazer com que a sua massa impulsione o veículo em direção à cavidade para que o pneu entre em contato com o solo, gerando um momento de torção no eixo longitudinal da estrutura, conforme Figura 12.

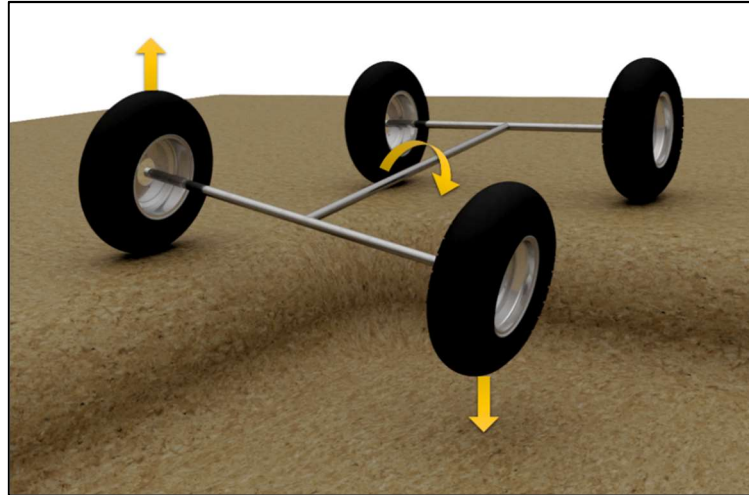


Figura 12 - Torção no chassi por inércia

Fonte: Autoria própria.

Após o pneu entrar em contato com o solo, a força de reação causada pelo impacto juntamente com o “*rebound*” do sistema para o estado inicial atuam em forma de um momento oposto ao anterior, que se torna o momento torcional por reação, conforme Figura 13.

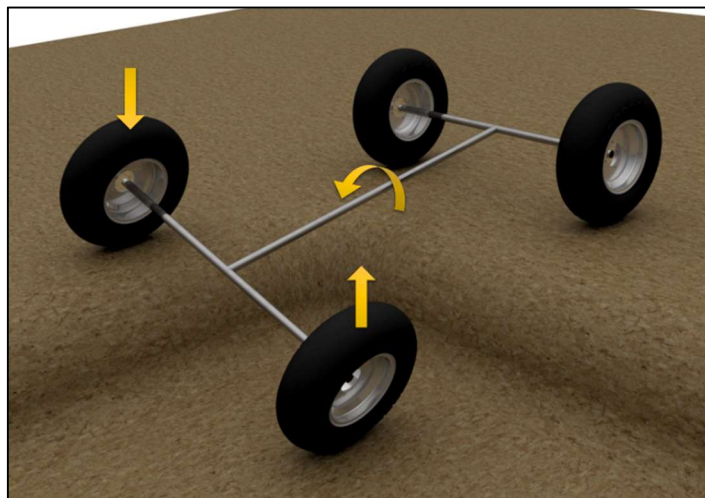


Figura 13 - Torção no chassi por reação

Fonte: Autoria própria.

Na condição de o sistema dianteiro trabalhar alternadamente, o momento de torção irá variar de um sentido da estrutura para outro, podendo gerar a ruptura da mesma.

Sampò (2011, p. 13) afirma que a falta de rigidez pode ocasionar diversos problemas como a dificuldade no controle da distribuição de carga lateral, o deslocamento indesejável nas conexões com a suspensão – diminuindo o controle do movimento dos pneus –, vibrações, fadiga e perda de dirigibilidade.

De tal modo, para garantir com que a estrutura suporte o momento crítico de torção, deve-se garantir com que a mesma possua a rigidez adequada para tal aplicação, isto é, a rigidez torcional.

Conforme Milliken e Milliken (1995), alguns dos métodos para amplificar a rigidez torcional são a adição de diagonais na gaiola, alteração da disposição dos tubos ou a adição de novos elementos no chassi.

A adição treliças permite diminuir a flexibilidade do veículo e o incremento da sua rigidez, trabalhando melhor quando conectadas a pontos onde encontram-se as cargas aplicadas, como por exemplo na fixação dos amortecedores.

2.4 INFLUÊNCIA DO AMORTECEDOR NO CHASSI

Dentre diversas variáveis do sistema de suspensão que definem o posicionamento de um amortecedor, duas delas estão ligadas diretamente a eles, que são os ângulos de cáster e de câmber.

A cambagem é estabelecida como o ajuste para o controle das características de rolamento das rodas. Este ajuste consiste na inclinação da roda de um veículo em relação ao plano horizontal (LIMA, 2017). De acordo com Lima (2017), quando a superfície superior da roda estiver inclinada para fora o ângulo de cambagem será positivo, enquanto este será negativo quando a superfície estiver inclinada para dentro.

Já o ângulo de cáster pode ser visualizado no veículo pela sua vista lateral, sendo dado pelo ângulo do pino mestre em relação à linha vertical que passa pelo centro da roda. Lima (2017) afirma que o ajuste regular do ângulo de câmber e de cáster garante o desgaste simétrico dos pneus, o consumo regular de combustível e estabilidade do veículo, além de possibilitar solidez à direção e diminuir os esforços do condutor.

A definição destes ângulos permite a obtenção das coordenadas dos pontos de fixação do amortecedor, e consecutivamente a sua angulação tanto no plano frontal do veículo como no lateral (Figura 14). Além disso, a posição do amortecedor também leva em consideração outros fatores como o comprimento dos braços de suspensão, largura do chassi, posição das fixações, etc.

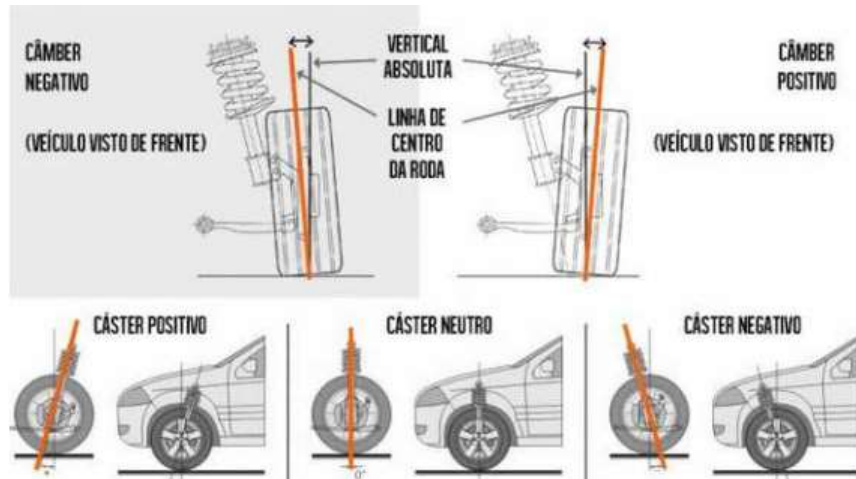


Figura 14 - Posicionamento do amortecedor

Fonte: Adaptado de "DinamicarPneus", 2015.

Todas estas características influenciam na maneira com que o amortecedor receberá os carregamentos transmitidos pelo solo bem como na forma em que o chassi possa vir a receber estes esforços.

De tal modo, os esforços no chassi podem ser amenizados ou amplificados de acordo com a inclinação do amortecedor. O amortecedor trabalha com carga axial, isto é, em seu eixo longitudinal. Considerando a carga "F" como vetor com uma angulação "θ" com relação à horizontal, esse é decomposto em suas componentes cartesianas, de acordo com a Figura 15.

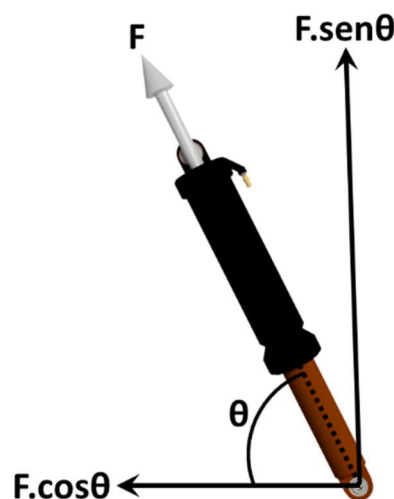


Figura 15 - Componentes vetoriais do amortecedor

Fonte: Autoria própria.

Cada uma destas componentes está em função de um ângulo "θ" (teta). A componente horizontal representa carga de tração ou compressão sobre o chassi, enquanto a vertical pode atuar como um binário ou uma carga pontual na estrutura.

Em caso de torção tanto dianteira como traseira, os amortecedores trabalham em cargas com sentidos opostos, isto é, para torcer a estrutura, o amortecedor de um dos lados deve expandir enquanto o oposto deve comprimir, conforme Figura 16.

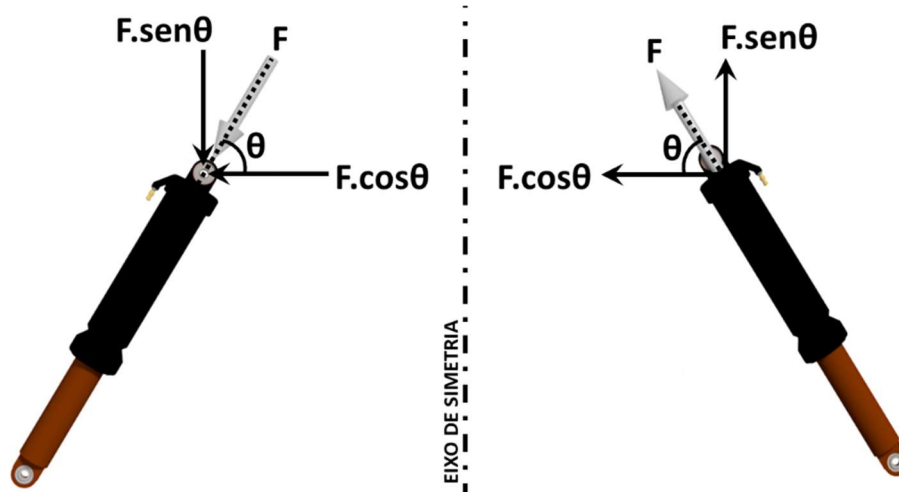


Figura 16 - Compressão e expansão do amortecedor esquerdo e direito

Fonte: Autoria própria.

Como a força “F” é dividida entre as duas componentes, para a situação de momento máximo na estrutura, tem-se que $\theta = 90^\circ$, para que $\sin(90^\circ) = 1$ e $F \cdot \sin(\theta) = F$.

Quando o amortecedor está totalmente na vertical, sua componente vertical atinge a amplitude máxima, e neste instante o momento de torção atinge o valor máximo, ou seja, o chassi sofrerá o máximo esforço torcional pelos amortecedores. Logo, entende-se que quanto mais vertical estiver o amortecedor, maior será o momento torcional.

2.5 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Durante décadas de desenvolvimento, a análise pelo método de elementos finitos (MEF) deixou de ser um método singular acessível apenas para análise especializada através de ferramentas de engenharia convencional. O progresso fenomenal em hardware e sistemas operacionais, combinado com um progresso semelhante em CAD (“*computer-aided design*”), fez do MEF a ferramenta preferencial dos engenheiros de projeto, que agora a usam durante o processo de design do produto.

Para os usuários de MEF, necessita-se um conhecimento dependente de uma complexa familiaridade com mecânica dos sólidos, materiais, desenho técnico e outros conhecimentos avançados não contemplados nos cursos regulares de engenharia.

Na indústria automotiva, o MEF é usado em análises acústicas para reduzir ruídos internos, em análises vibracionais para promover conforto, para aprimorar a rigidez de chassis e para estender o tempo de vida dos componentes de suspensão (FISH, 2007, p.8, tradução nossa).

Segundo Fish (2007), a extensão de problemas unidimensionais até tridimensionais é trivial. A diferença não está em uma estrutura de equações fortes ou fracas, pois as mesmas são idênticas, mas sim em definições de vetores, gradientes, divergência e operações Laplacianas.

Kuwoski (2001, p.1) relata sobre os modos como as análises podem ser aplicadas:

A análise de elementos finitos, comumente chamada de FEA, é uma ferramenta de análise de projeto. [...] A análise de projeto pode ser conduzida em objetos reais ou em modelos que representam certos aspectos de um objeto real. Se forem usados modelos em vez de objetos reais, a análise pode ser realizada anteriormente no processo de modelagem, antes que o produto final ou até mesmo antes de os protótipos sejam construídos. Esses modelos podem ser modelos físicos ou modelos matemáticos onde um determinado comportamento de uma parte ou estrutura é capturado e descrito por um aparato matemático.

Os estudos realizados com a utilização de modelos matemáticos podem ser ainda mais profundos, de acordo com os métodos adotados para obter a solução. Modelos matemáticos simples podem ser resolvidos analiticamente, mas modelos mais complexos requerem o uso de métodos numéricos.

De tal modo, a metodologia consiste na discretização do sistema em um conjunto limitado de elementos, os quais são analisados particularmente para a determinação das variáveis desejáveis nos resultados das simulações. O método divide-se no domínio da integração, em regiões com um número finito; no cruzamento dessas regiões formam os nodais (nós). A quantidade de elementos é determinada pela área do elemento (ASSAN, 2003). Estes elementos interagem uns com os outros, conforme Figura 17.

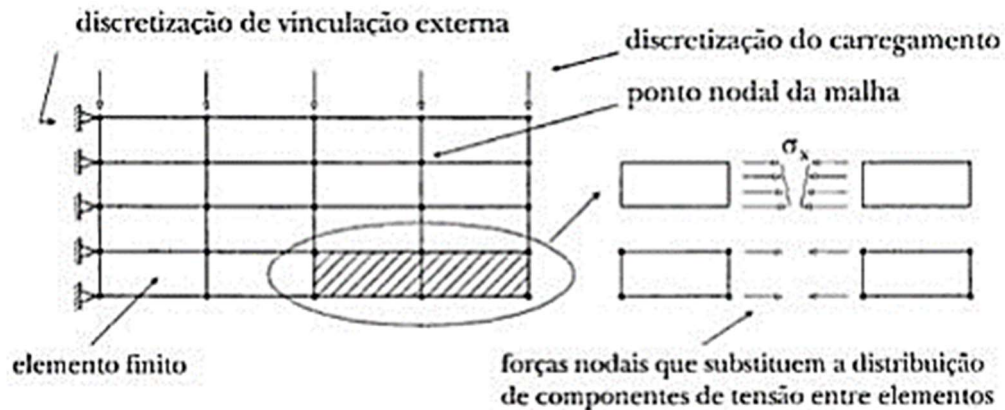


Figura 17 - Deslocamentos nodais

Fonte: ASSAN, 2003.

Tais elementos podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais, com distintas geometrias e dimensões, que podem ser selecionados a partir dos critérios desejados para os resultados da análise e da adaptação dos mesmos à geometria do modelo computacional.

Dentre os principais tipos de elementos unidimensionais tem-se o elemento de treliça e de viga. Entre os bidimensionais, tem-se o de casca, enquanto para os tridimensionais tem-se o sólido, o tetraedro e o hexaedro. Além destes, outros tipos especiais como o tubo e o elemento rígido são disponibilizados em bibliotecas de programas de elementos finitos e costumam ser utilizados para aplicações especializadas.

Antes de selecionar o tipo de elemento para modelar a estrutura, deve-se dimensionar o sistema físico identificando toda a geometria, condições de contorno, carregamentos e regiões de descontinuidade material e geometria (SPYRAKOS, 1996, p. 49, tradução nossa).

O esboço do sistema físico auxilia na seleção dos apropriados tipos de elementos. Escolher entre elementos planos ou sólidos não é algo simples. Como regra geral, elementos planos são usados para modelos assimétricos finos, enquanto elementos rígidos, tetraedros e hexaedros são usados para modelos mais espessos.

De acordo com Spyrakos (1996), na maioria dos casos, mais de um tipo de elemento pode ser utilizado para modelar um sistema. Entretanto, um destes deve ter maior precisão nas áreas em torno das uniões dos elementos. Quando são combinados diferentes tipos de elementos que não possuam os mesmos graus de liberdade, deve-se atentar para os graus de liberdade dos nós em comum, para que haja continuidade das tensões e deslocamentos.

Uma malha de elementos finitos deve ser uniforme sempre que possível. Entretanto, a não uniformidade é exigida para obter resultados precisos em regiões de rápida mudança de geometria e carregamento, isto é, a malha deve ser refinada nestas zonas de transição, conforme Figura 18.

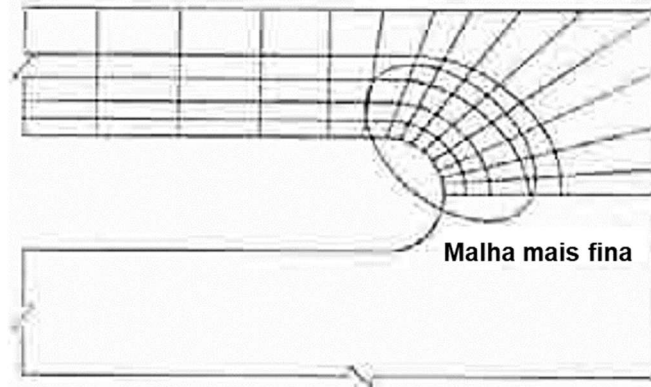


Figura 18 - Elemento de casca com tensão concentrada na curva

Fonte: SPYRAKOS, 1996 (adaptado).

Deve-se tomar cuidado com a intensidade do refinamento da malha. De acordo com Kuwoski (2001), quanto maior for o número de elementos em uma malha, maior será o número de graus de liberdade (GDL) presentes no modelo. Isto ocorre devido a cada elemento possuir seus próprios graus de liberdade, e quando em conjunto, estes formam os graus de liberdade da estrutura.

Logo, sob mesmos carregamentos e restrições, uma malha com poucos elementos pode gerar resultados diferentes quando comparada à uma malha com um grande número de elementos. Isto ocorre devido às resultantes se distribuírem entre a quantidades de elementos da malha. Contudo, quanto maior for o número de elementos, maior será o tempo de processamento dos resultados, diminuindo assim a eficácia da análise.

Conciliando desempenho e qualidade de resultados realiza-se a “Análise de Convergência”, onde aumentam-se os graus de liberdade da estrutura, e calcula-se o erro entre cada iteração dos graus de liberdade da estrutura, representando a dispersão entre resultados, de acordo com Figura 19.

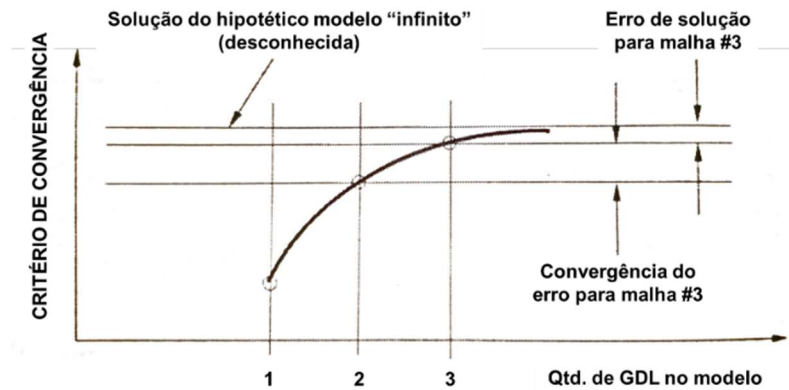


Figura 19 - Análise de convergência de malha

Fonte: KUWOSKI, 2007 (adaptado).

Quando o erro atinge uma variação pequena e que esteja dentro do critério definido pelo projetista, define-se a quantidade ideal de graus de liberdade para a estrutura, que reflete em um número de elementos da malha. Este método possibilita maior precisão nos resultados e redução do tempo de processamento.

Como um dos métodos de análise estrutural, o método de rigidez direta, também conhecido como método da matriz de rigidez, é a mais comum implementação do método dos elementos finitos adaptado para as plataformas automatizadas de análises computacionais de estruturas complexas.

Esse é o método da matriz que utiliza as relações entre as rigidezes dos elementos para processar as forças e deslocamentos nos elementos das estruturas. Ao aplicá-lo, o sistema deve ser modelado com uma configuração simplificada, em que elementos idealizados são interligados pelos nós. As propriedades de rigidez do material destes elementos são, através de matrizes matemáticas, compiladas dentro de uma única equação matricial que domina o comportamento de toda a estrutura idealizada.

Os deslocamentos e forças desconhecidos da estrutura podem ser determinados resolvendo o sistema. O método de rigidez direta forma a base dos softwares de elementos finitos de origem livres e comerciais.

2.6 AUTODESK INVENTOR

O Autodesk Inventor® é um software CAD utilizado para o desenvolvimento de produtos, oferecendo ferramentas profissionais para projetos mecânicos 3D, documentação e simulação de produtos (AUTODESK, 2018).

O programa permite a criação de protótipos virtuais tridimensionais, sendo que os modelos gerados também são funcionais, ou seja, eles funcionam mecanicamente como no mundo real, transcendendo assim, os limites de ferramentas CAD convencionais. Possui vantagens como: flexibilidade na modelagem, compatibilidade com sistemas CAD, automação e modelagem paramétrica.

A flexibilidade na montagem permite ao projetista realizar seus trabalhos da forma que lhe for mais conveniente, isto é, a ferramenta disponibiliza diversos recursos para se atingir o mesmo resultado. A compatibilidade com outros sistemas CAD permite o trabalho com importação de dados de outras plataformas e com a possibilidade de manter o vínculo associativo entre componentes. A automação facilita a interpretação do programa quanto a parâmetros de componentes (molas, sistemas pneumáticos, etc.), além da modelagem paramétrica permitir ao projetista a modelagem de geometrias com base em modelos já existentes.

Além disso, também possui outras ferramentas como criação de apresentações, plotagem de desenhos, interfaces de renderização e de simulações estruturais.

2.7 ANSYS

Na especialidade de desenvolvimento de produtos, as ferramentas de validação computacionais de prototipagem têm se tornado cada vez mais indispensáveis para os processos. Suas aplicabilidades incluem a previsão do comportamento de protótipos bem como suas devidas correções antes mesmo da sua construção.

O software ANSYS® é uma ferramenta que permite a realização de simulações da engenharia, reproduzindo testes ou condições de trabalho através de análises computacionais baseadas em metodologias matemáticas, como o método dos elementos finitos, fluidodinâmica computacional ou otimização de modelos eletrônicos. A plataforma pode trabalhar integrada com softwares de engenharia usuais pela adição de módulos de conexão para CAD e FEA (FIGES, 2003). Por abranger diversos módulos de simulação, as complexidades das análises podem variar de acordo com o que é solicitado, conforme Figura 20.

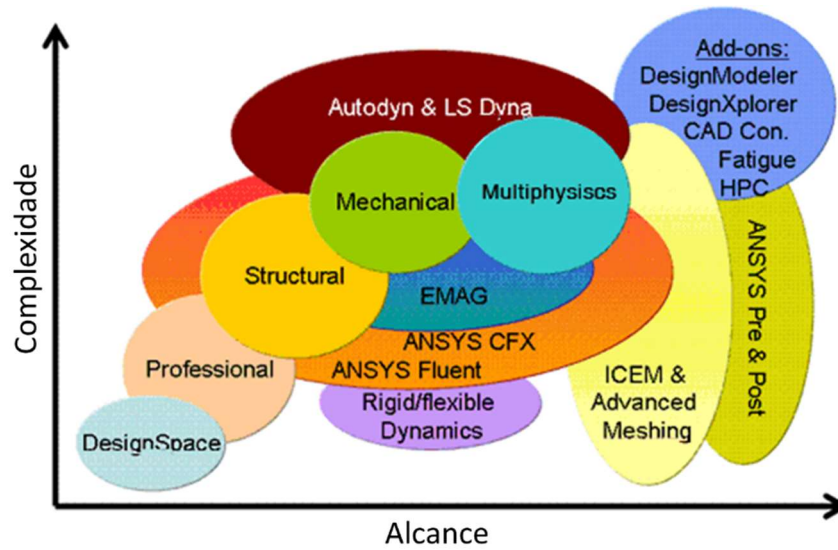


Figura 20 - Módulos de trabalho do ANSYS

Fonte: FIGES, 2003 (adaptado).

De acordo com Moaveni (2003), as análises computacionais se dividem em: pré-processamento, processamento e pós-processamento.

O pré-processamento consiste na etapa em que o usuário insere os tipos de elementos utilizados, as características dos materiais, a geometria e a discretização da estrutura. Já o processamento consiste na etapa em que são definidos os carregamentos aplicados, as condições de contorno e resolução das equações diferenciais inerentes aos elementos, enquanto o pós-processamento é a etapa onde é possível extrair e visualizar a resposta do sistema à rotina inserida (FURTADO, 2013).

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODO

Na dedução, a análise dos resultados finais apenas reformula a informação que já está contida nas premissas utilizadas, que são o ponto de partida do raciocínio.

A partir de princípios, leis ou teorias consideradas verdadeiras e indiscutíveis, prediz a ocorrência de casos particulares com base na lógica (PRODANOV, 2013). De tal modo, com base nos estudos já existentes na literatura utilizada, têm-se as hipóteses para as lacunas que as teorias não abordaram em seus estudos, realçando a importância de novos trabalhos.

Como abordado por Gil (2008), o raciocínio dedutivo tem o objetivo de explicar o conteúdo das premissas. Por intermédio de uma cadeia de raciocínio em ordem descendente, de análise do geral para o particular, chega a uma conclusão. Assim, se as premissas são verdadeiras, a conclusão obrigatoriamente também deverá ser verdadeira.

3.2 TÉCNICA

A finalidade desta ferramenta é de aplicar o procedimento no desenvolvimento do trabalho de forma estruturada (sistemática), e ao fim analisar seguindo as premissas da fundamentação teórica bem como analisar os resultados numéricos. Para a validação do projeto, necessita-se que tanto a análise qualitativa quanto a quantitativa estejam plausíveis. Utiliza-se os sentidos para obter aspectos da realidade; examina fatos e fenômenos que se deseja estudar, colocando o pesquisador em contato direto com a realidade diante de comportamentos não percebidos pelos sujeitos.

3.3 PROCEDIMENTO

O procedimento do trabalho consiste em etapas sequenciais de desenvolvimento da análise (Figura 21), podendo haver possibilidades de modificações do modelo em função dos resultados obtidos a cada iteração. Desde modo, inicialmente trabalha-se no projeto CAD da estrutura em questão com base nas premissas de projeto já definidas antes da sua concepção, isto é, a própria definição

das características que o modelo deve ou não deve possuir. Em seguida, necessita-se preparar o modelo computacional para a análise em elementos finitos, atribuindo as propriedades do material para o mesmo simular o seu comportamento mecânico. Adota-se um modelo que se adequa às necessidades do software de simulação. Definem-se as cargas e restrições envolvidas aplicadas no modelo. Define-se também a parametrização da malha estrutural, conciliando o método de convergência e finalmente a análise estatística dos resultados, verificando-se a necessidade de realizar ajustes ou modificações na estrutura.

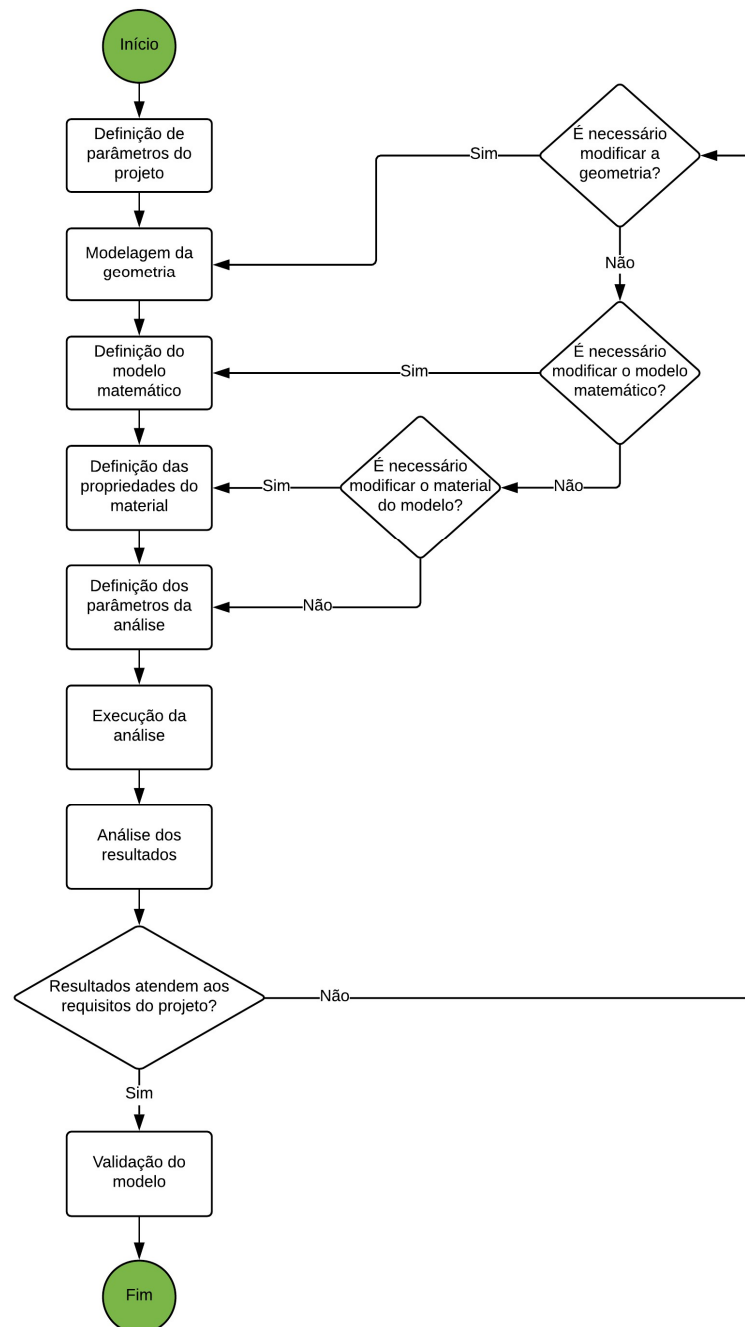


Figura 21 - Mapeamento de processos da metodologia adotada

Fonte: Autoria própria.

4 ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DE DADOS

4.1 MODELAGEM COMPUTACIONAL

Com o intuito de construir de um protótipo real de um produto, o desenvolvimento antecipado de um modelo computacional possibilita a análise preventiva do comportamento e disposição de todos os elementos envolvidos no sistema, garantindo assim a fidelidade do projeto estimado com o projeto efetivo. Em virtude disto, alguns quesitos devem ser avaliados durante a elaboração do modelo computacional para garantir a sua eficácia, os quais serão sucedidos nos tópicos a seguir.

4.1.1 DESENHO DA GEOMETRIA

A elaboração do protótipo de chassi é realizada por partes, isto é, os desenhos são construídos em planos bidimensionais, para então posteriormente serem interligados em um ambiente tridimensional, dando forma ao modelo final.

Os esboços em 2D são utilizados para os principais conjuntos do chassi que podem ser projetados e que são contidos em planos por possuírem geometrias mais simples como o assoalho, a parede corta-fogo, os membros de impacto lateral e os membros frontais. Os planos utilizados para cada um destes conjuntos possuem uma inclinação específica em função de um dos planos da origem ou de outros planos criados.

Neste tipo de esboço, utiliza-se o elemento de linha para representar as linhas de centro de tubos localizados nas mesmas coordenadas. Elementos de curva também podem ser utilizados para representar dobras nos perfis estruturais. Tais representações permitem com que os perfis da geometria sejam modificados de forma eficiente sem prejudicar ou sobrepor outros desenhos. Dito isto, o projeto dispõe da aplicação de cotas dimensionais e restrições geométricas para simplificar a elaboração dos esboços, de acordo com a necessidade, conforme Figura 22.

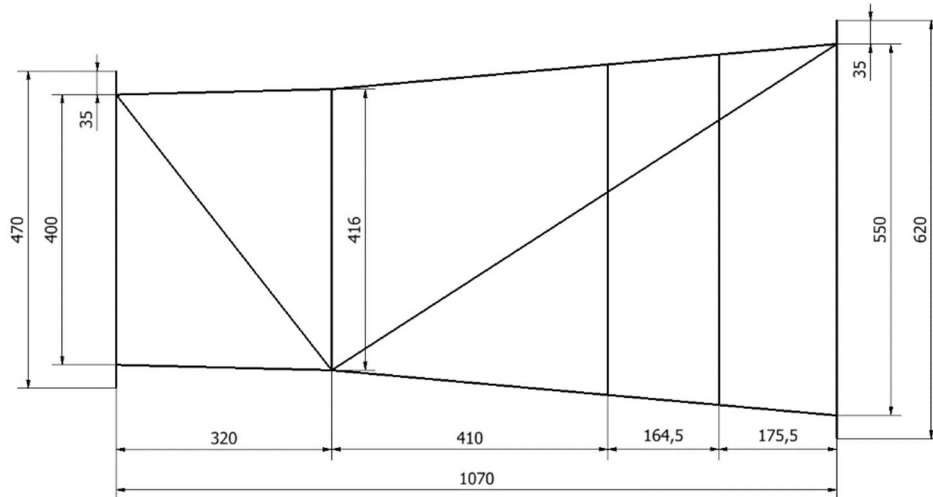


Figura 22 - Esboço em 2D do assoalho (vista superior)

Fonte: Autoria própria.

Com todos os desenhos bidimensionais já elaborados, para dar continuidade no desenho de geometrias mais complexas da estrutura, isto é, geometrias que não podem ser desenhadas e não contidas em planos por conta de suas complexidades, utiliza-se o esboço em 3D para complementar os anteriores e dar a forma final à estrutura, complementando o modelo final com os elementos faltantes.

Já no esboço em 3D, o desenho não é tão diferente do bidimensional quando se trata sobre a utilização de elementos de linha e elementos de curva. Porém, vale ressaltar que primordialmente os desenhos realizados neste modo são relativos à vista pela qual estão sendo construídos, isto é, ao rotacionar o modelo durante a visualização, elementos de linha livres do esboço em 3D podem estar em coordenadas diferentes do que era estimado na vista ativa no momento em que foram desenhados, podendo gerar distorção no modelo, conforme Figura 23.

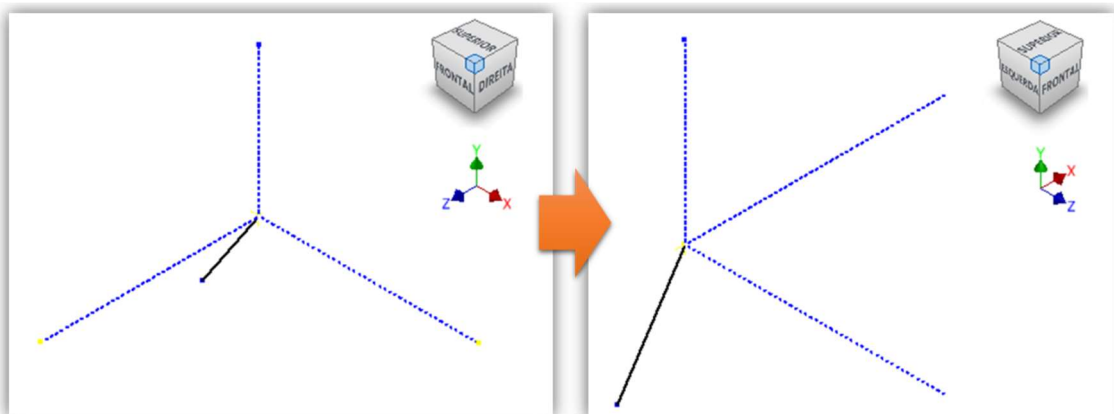


Figura 23 - Perspectiva de uma linha 3D distorcida em duas vistas distintas

Fonte: Autoria própria.

Desta maneira, recomenda-se a utilização das cotas, linhas auxiliares e restrições geométricas entre os elementos do esboço 3D e os elementos já existentes no modelo, bem como nos eixos de origem da peça. Estes recursos direcionam os elementos de linha tridimensionais para as coordenadas desejadas no projeto, conforme Figura 24.

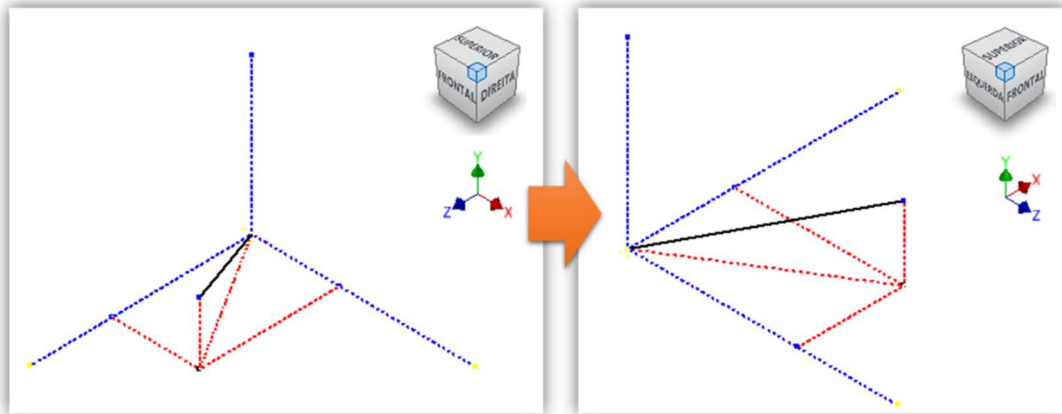


Figura 24 - Perspectiva de uma linha 3D com restrições em duas vistas distintas

Fonte: Autoria própria.

Por fim, quando todos os esboços em 2D são interligados e complementados com os esboços em 3D, obtém-se o esboço final da estrutura completa, composto pelas linhas de centro de seus perfis estruturais (Figura 25).

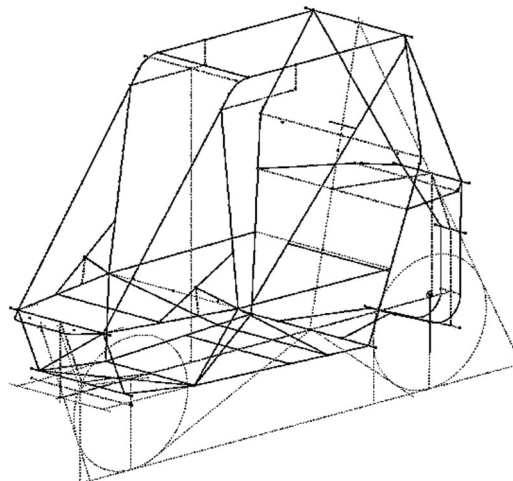


Figura 25 - Esboço final do chassi do modelo

Fonte: Autoria própria.

A estrutura esboçada é reconhecida no Autodesk Inventor como uma peça que captura informações de posicionamento dos desenhos das partes à medida em que são criados. Para transformá-la em um sólido, deve-se incorporar a peça em um arquivo de montagem, o qual dispõe do recurso “Inserir quadro”, que permite selecionar o perfil estrutural que cada linha de centro possui e aplicá-lo na mesma,

isto é, caso existam tubos com diâmetros e espessuras variados em partes distintas da gaiola, estes podem ser aplicados no modelo computacional, tornando-o análogo ao modelo real (Figura 26).

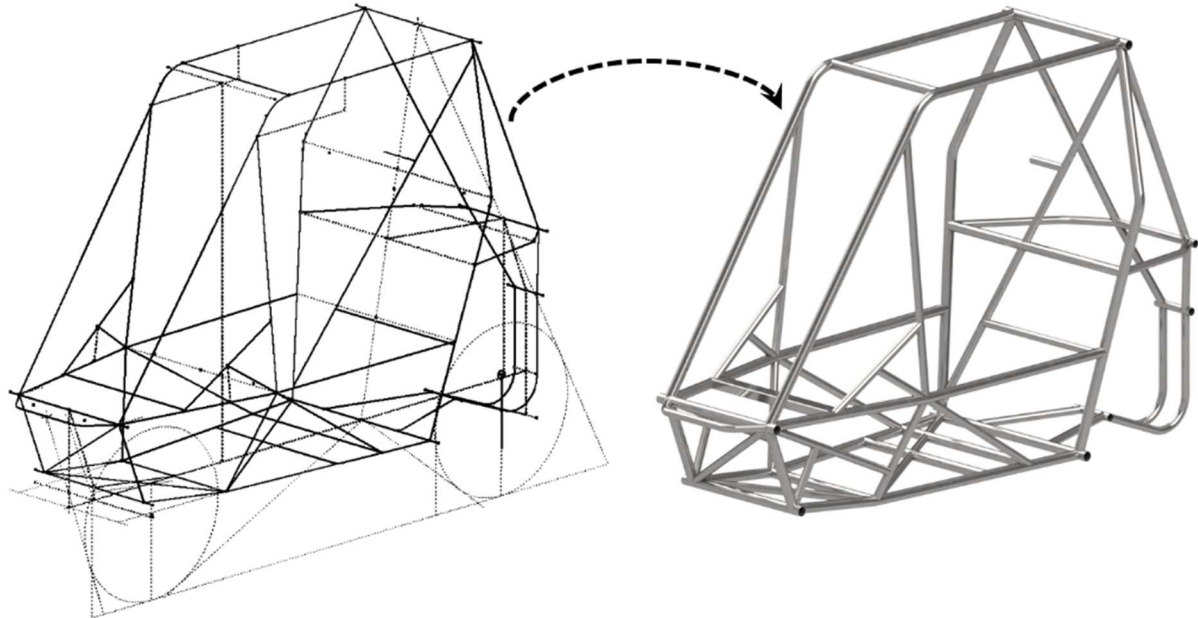


Figura 26 - Conversão do esboço do chassi em sólido

Fonte: Autoria própria.

4.1.1.2 CRITÉRIOS DE PROJETO

Ao longo do dimensionamento do chassi de Baja, grande parte das configurações de sua geometria são restritas de acordo com as regulamentações de segurança da SAE Brasil. Ainda assim, determinadas características do chassi são definidas particularmente pelos projetistas e devem ser observadas a fim de garantir a segurança do piloto, sua ergonomia e ao mesmo tempo conciliar com o desempenho dinâmico do veículo.

Dito isto, alguns dos pontos vitais do projeto são a parede corta-fogo, o habitáculo do piloto, o ângulo de ataque do chassi e a disposição da traseira.

A parede corta-fogo, ou *“firewall”*, é o conjunto de elementos do chassi que é a divisória entre o habitáculo do piloto, o trem de força (motor e sistema de transmissão) e o sistema de abastecimento. Seu dimensionamento influencia diretamente na largura do assoalho, do envelope superior e principalmente da largura de segurança do habitáculo do piloto para a proteção do mesmo contra impactos laterais ou capotamento, conforme Figura 27.

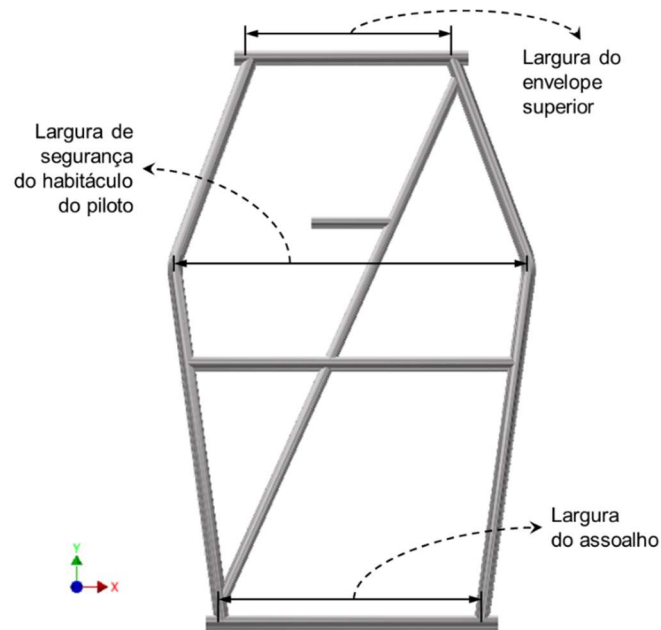


Figura 27 - Principais influências da parede corta-fogo do veículo
 Fonte: Autoria própria.

O habitáculo compreende todo o conjunto de planos ao redor do piloto que o protege em situações de impacto ou capotamento. Além da obrigatoriedade de possuir um volume seguro para o piloto, o tamanho do habitáculo impacta diretamente na ergonomia por conta dos protótipos Baja em sua maioria serem compactos para um único piloto e não permitirem muita movimentação do mesmo dentro do veículo, isto é, não possui liberdade para se posicionar de maneira confortável no veículo. Em virtude disto e de as pilotagens de competição serem de alta intensidade, adota-se uma largura do habitáculo (Figura 28) que permita o melhor posicionamento do corpo do piloto para evitar fadiga ou esforço físico excessivo.

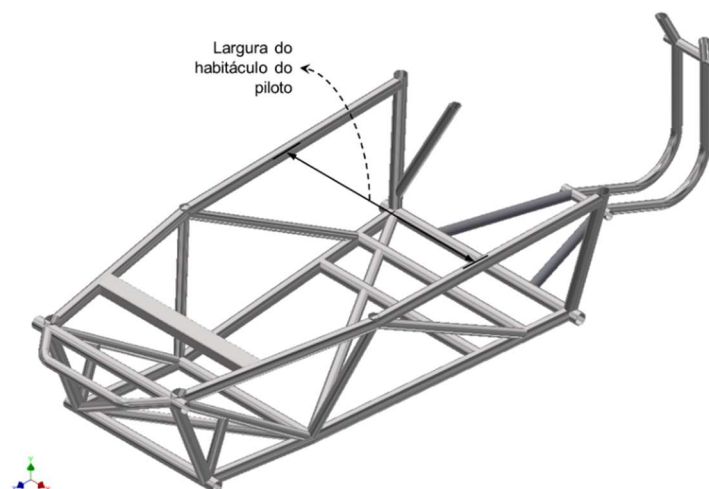


Figura 28 - Largura do habitáculo do piloto (vista de corte)
 Fonte: Autoria própria.

Como os veículos “*off road*” são projetados para vencer obstáculos severos como buracos e troncos, durante o encontro com os obstáculos a dianteira do veículo é a área mais exposta. Para garantir uma ultrapassagem segura, deve-se garantir com que os pneus estejam sempre em contato com o solo, isto é, possuam tração. Desta maneira, a fim de evitar com que o chassi do veículo colida contra o solo ou até mesmo as rodas percam contato com o solo, deve-se atentar ao ângulo de ataque do chassi.

Para isto, realiza-se um estudo da área de contato do pneu dianteiro com o solo. Considera-se 40 cm de altura como valor mínimo de segurança para a área de livre contato dos pneus, que é o diâmetro determinado pela SAE para troncos no terreno acidentado. Desta maneira, entende-se que o chassi não deva estar à frente dos pneus dianteiros em qualquer ponto abaixo desta altura, para que não existam interferências com o solo para ultrapassar obstáculos, conforme Figura 29.

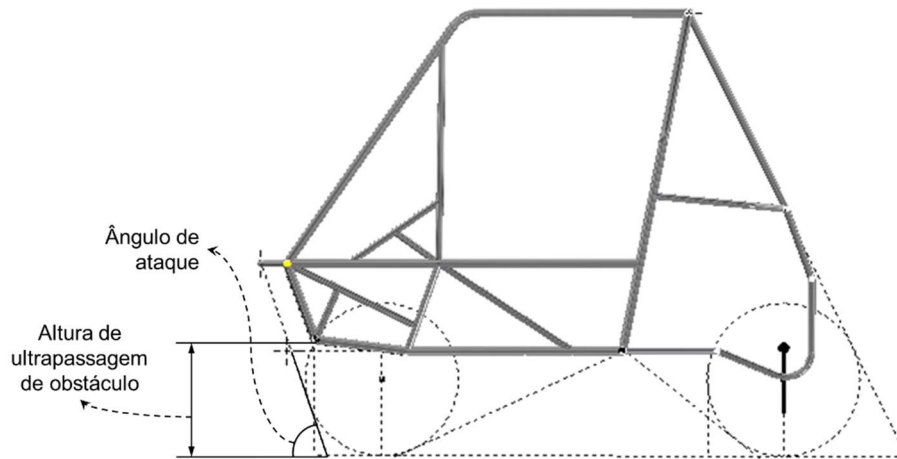


Figura 29 - Parâmetros para ultrapassagem de obstáculos (vista lateral)

Fonte: Autoria própria.

Dentre todas as contribuições que o chassi possui para com a dinâmica do veículo, é vital que a configuração da traseira seja conciliada com os objetivos estabelecidos para o trem de força e a suspensão do veículo, devendo adaptar-se de acordo com o posicionamento definido para os elementos de tais sistemas.

Em virtude de o motor e do sistema de transmissão concentrarem maior parte da massa do veículo, a definição das suas alturas com relação ao solo influencia diretamente na estabilidade do veículo. Isto se dá ao fato deles impactarem na altura do centro de gravidade do veículo, que quanto mais baixo for, melhor será a distribuição de carga, aumentando sua estabilidade longitudinal.

Desta forma, mantém-se a caixa de transmissão próxima ao plano do assoalho do chassi, com parte dela abaixo deste plano para a junta homocinética atuar dentro

de seus ângulos de trabalho. Assim, para proteger este subsistema, necessita-se que os tubos inferiores da traseira sejam curvados para contornarem a caixa, da maneira na qual é vista na figura anterior. Simultaneamente, a posição dos tubos da traseira deve procurar favorecer aumento da rigidez da estrutura, resultando assim em um conjunto completo conforme a Figura 30.

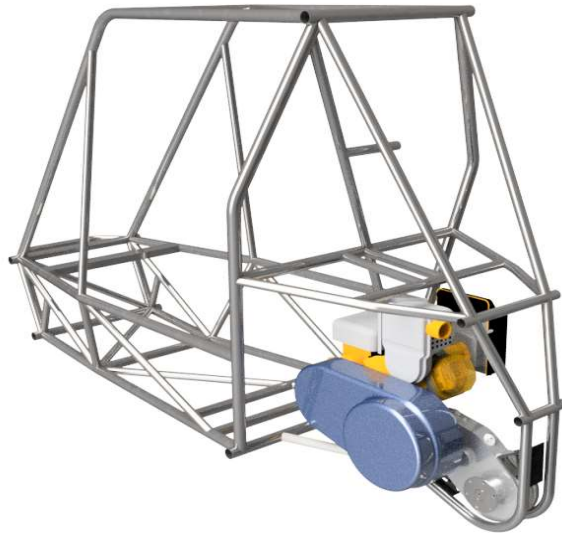


Figura 30 - Montagem da traseira do chassi

Fonte: Autoria própria.

4.1.3 PROPRIEDADES DO MATERIAL

Durante as premissas de projeto de um protótipo Baja SAE, a seleção do aço do chassi é fundamental e impacta diretamente tanto na proteção do piloto quanto na dos demais subsistemas.

Fatores e propriedades devem ser levadas em consideração, como: o peso do veículo, a resistência à corrosão e a durabilidade. Por outro lado, a escolha de materiais mais leves implicará em menor resistência da estrutura do carro. Esse aspecto colocará a segurança do piloto em risco, condição que jamais poderá ser ameaçada. Existe, então, uma necessidade de encontrar equilíbrio, ou seja, o material deverá ser simultaneamente leve e resistente, contribuindo para a melhoria da performance e mantendo a segurança do condutor. Desde modo, para a seleção do aço priorizam-se os que possuem baixa densidade linear e os que possuem boa resistência em caso de colisões.

Relaciona-se o teor de carbono do aço diretamente com o comportamento mecânico da estrutura. Com o intuito de favorecer a segurança do condutor e do veículo, estruturas como chassis automotivos devem possuir tolerância de deformação para a absorção de impactos e cargas exercidas pelos demais subsistemas. Aços de médio e alto carbono possuem maior dureza, tornando-se mais frágeis e com tendência ao acúmulo de tensões e fadigas. Para estes aços, o intervalo entre o limite de escoamento e a tensão de ruptura é desprezível, o que torna a estrutura quebradiça.

Para os veículos Baja, a regulamentação técnica da SAE Brasil estabelece que os mesmos utilizem aço com teor de carbono mínimo de 0,18% e possuam rigidez e resistência à flexão iguais ou superiores à equivalente para tubos circulares com 25,4 mm de diâmetro externo e 3,05 mm de espessura. Desta maneira, utilizam-se aços de baixo carbono pela sua ductibilidade e elasticidade, onde os principais disponíveis no mercado que satisfazem os requisitos acima são vistos na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos principais aços de baixo carbono

Aço carbono SAE	Limite de Escoamento (LE)	Relação Elástica (LR/LE)	Alongamento
1020	350 MPa	1,2	15%
1025	370 MPa	1,18	15%
1030	440 MPa	1,19	12%
4130	460 MPa	1,21	21,5%

Fonte: Adaptado de "MatWeb", 2018.

Dentre os aços selecionados, o aço SAE 4130 torna-se o ideal devido à sua baixa densidade e boa temperabilidade, tendo baixo teor de carbono e possuindo cromo e molibdênio na sua composição química, o que favorece sua resistência mecânica. Contudo, utiliza-se o aço SAE 1020 como material predominante do chassi, visto que embora seu limite de escoamento seja inferior comparado ao SAE 4130, sua densidade e relação elástica (vide Tabela 2) são equivalentes, o que mantém a redução de massa e a capacidade do material de se deformar antes de romper.

Em vista disso, com o aço selecionado, utiliza-se a equivalência de rigidez e resistência à flexão para determinar geometrias equivalentes que possuam menor densidade linear, ou seja, reduzindo massa e mantendo a resistência estrutural. Então, atendendo a tais necessidades, utilizam tubos com diâmetro externo de 31,75 mm e espessura de 1,6 mm.

4.1.4 UNIÃO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS

Tratando sobre a fixação de membros estruturais de modo permanente, a soldagem é um dos processos que possibilita tal feito. Para a união de elementos de um chassi real com solda, é necessário analisar as especificações do material a ser unificado e o tipo de solda aplicada, que pode ser por eletrodo revestido, MAG, MIG, TIG, entre outras. Com o intuito de simplificar o modelo computacional, algumas adaptações devem ser realizadas durante sua elaboração para que o mesmo simule as condições de elementos soldados de natureza semelhante à uma estrutura real.

Posterior à conversão do esboço para sólido no Autodesk Inventor, os pontos de encontro ou uniões entre perfis originalmente possuem interferência entre si, isto é, coexistem em um mesmo espaço. Tal fato impacta adiante na leitura da estrutura na análise por elementos finitos, interferindo na qualidade da criação da malha numérica no ANSYS e distorcendo quaisquer resultados.

Para remover estas irregularidades, utiliza-se tanto a função “Entalhe” como a função “Chanfro”. O entalhe remove o material de um membro da estrutura para acoplar em outro, enquanto o chanfro aplica cortes para o tratamento de extremidades entre membros da estrutura. Tais aplicações devem ser aplicadas em todos os vértices do sólido, sendo ambas vistas na Figura 31.

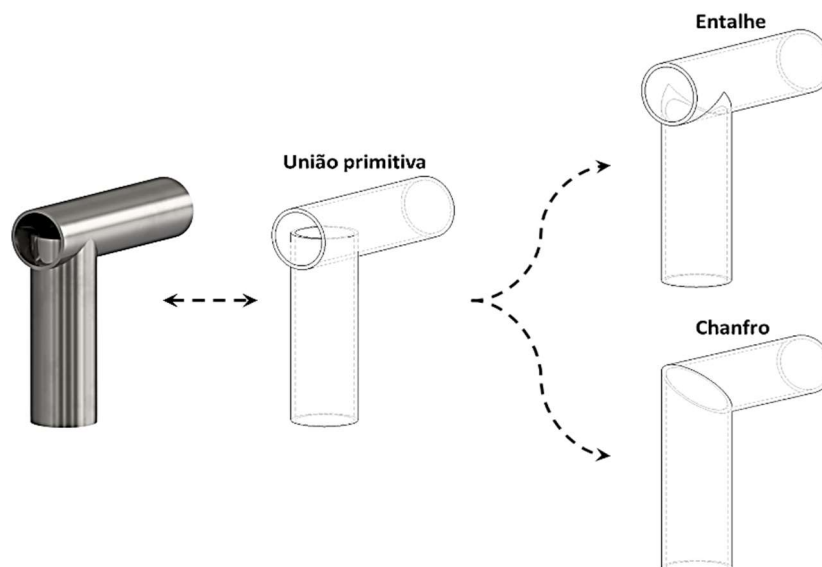


Figura 31 - Transição de uma união para entalhe ou chanfro

Fonte: Autoria própria.

Durante o acabamento das extremidades dos tubos, para averiguar que nenhuma extremidade não acabada interfira no modelo matemático a ser gerado,

utiliza-se a ferramenta “Análise de Interferência”, a qual permite comparar elementos entre si e localizar os pontos de interferência no sólido, conforme Figura 32.

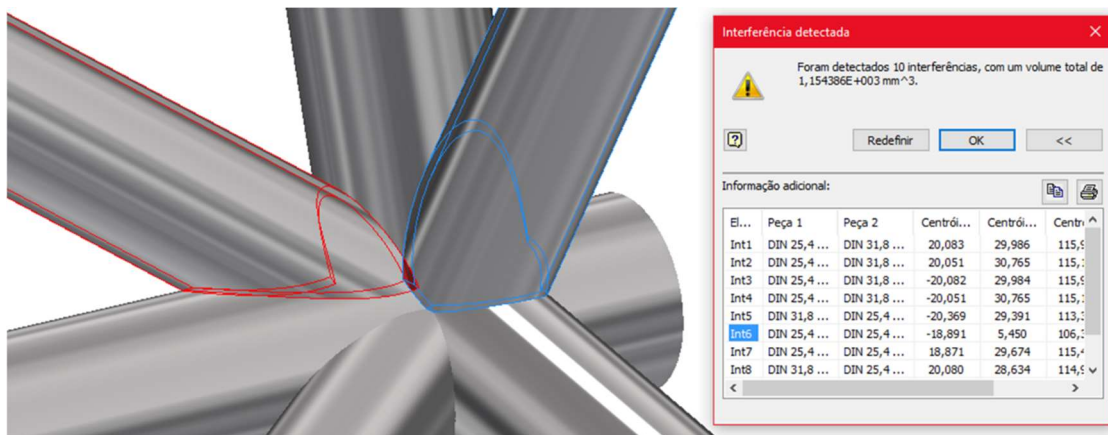


Figura 32 - Ponto de interferência entre dois tubos, destacado em vermelho

Fonte: Autoria própria.

Por conseguinte, a montagem do Inventor interpreta os tubos como elementos independentes conectados por restrições geométricas, enquanto a análise do ANSYS necessita que a estrutura seja um corpo único, correspondendo às uniões soldadas. Para tal, é necessário utilizar a ferramenta de “Derivar montagem” para criar uma nova cópia do chassi, ativando a opção “Corpo único” para que a cópia seja um modelo singular.

4.2 ANÁLISE COMPUTACIONAL

Para realizar análises estruturais, térmicas ou eletromagnéticas, utiliza-se o ambiente do software ANSYS Workbench. Consiste na criação e otimização de projetos, podendo anexar geometrias existentes, configurando o modelo de elementos finitos, analisando e revisando os resultados. Permite também realizar todas as etapas de configurações para quaisquer tipos de análises desejadas, seja estática, dinâmica, modal, térmica, fluidodinâmica, etc.

No caso da análise de rigidez, os resultados a serem obtidos são com base em parâmetros estáticos, como a carga máxima do amortecedor e o momento de torção gerado por ele. Logo, utiliza-se o modo “*Static model*” para a simulação de torção, cuja decomposição é definida nas etapas as quais serão detalhadas nos tópicos a seguir. Ao preparar cada etapa, o programa sinaliza ao usuário se a mesma é válida, conforme Figura 33.

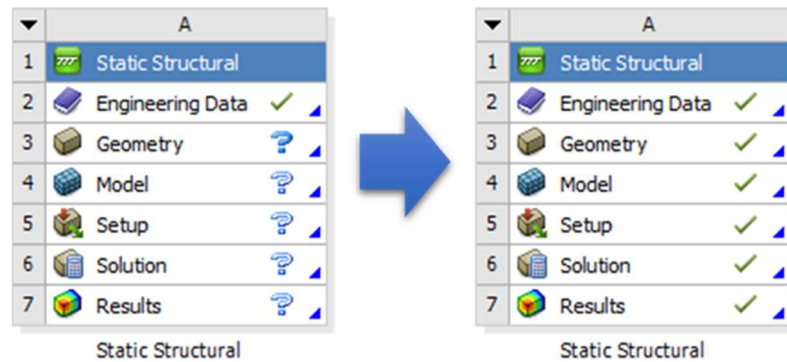


Figura 33 - Preparação das etapas de análise do modo "Static model"

Fonte: Autoria própria.

4.2.1 IMPORTAÇÃO DO MODELO

O ANSYS dispõe tanto da opção de desenhar geometrias pelo seu ambiente de CAD como importar de plataformas externas. Por conta de a geometria ter sido desenhada no Inventor, necessita-se realizar a sua importação para o ANSYS. Devido aos ambientes serem independentes e com compatibilidades diferentes, alguns formatos de arquivos não são compatíveis para uma leitura completa. Os formatos “.iam” e “.ipt” oriundos do Inventor podem gerar erros quando lidos pelo ANSYS. Logo, deve-se exportá-los no Inventor para um formato universal conhecido como “.step”.

Na figura anterior, dentro de “Geometry”, pode-se acessar a ferramenta “Design Modeler”, interface de desenho na qual pode-se trabalhar com a geometria. É nela que deverá ser realizada a importação do arquivo “.step”, para então o chassi ser reconhecido pelo software como um corpo sólido único, conforme Figura 34.

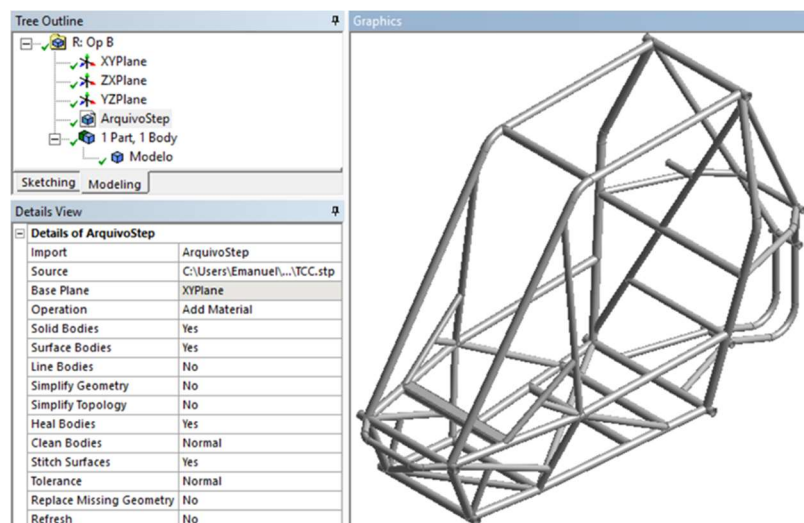


Figura 34 - Chassi importado para o “Design Modeler” em formato “step”

Fonte: Autoria própria.

4.2.2 ASSOCIAÇÃO DO MATERIAL

O banco de dados do ANSYS possui uma vasta gama de materiais, contendo suas principais propriedades mecânicas. Originalmente, o programa aplica automaticamente a qualquer modelo de trabalho o material “*Structural Steel*”, que é um padrão de material genérico com propriedades genéricas e similares à aços convencionais.

Em virtude de o aço carbono SAE 1020 não estar situado na biblioteca usual, deve-se adicioná-lo como um novo material à biblioteca e cadastrar manualmente suas propriedades físicas e mecânicas provenientes das referências bibliográficas. Deve-se associar o material criado à geometria pela interface de simulação chamada “*Mechanical*”, acessada pelo menu “*Model*”, selecionando o sólido e aplicando o material através do menu interativo na sequência abaixo, conforme Figura 35.

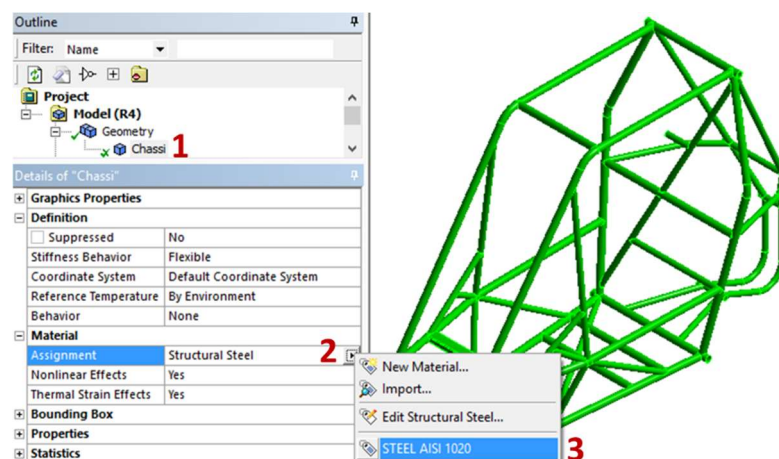


Figura 35 - Associação do material na estrutura

Fonte: Autoria própria.

Nota-se que após este procedimento, a estrutura passa a portar todas as características e comportamentos do material vinculado.

4.2.3 PARAMETRIZAÇÃO DA MALHA

De maneira a determinar a geometria e o tamanho da malha, leva-se em consideração o perfil da seção transversal dos elementos, que por este ser circular e com baixa espessura, seleciona-se o elemento de malha tetraédrico, característico

pela adaptação em geometrias complexas com baixa distorção de elementos, mantendo a qualidade da malha.

Para isto, com a malha “*Mesh*” selecionada, deve-se inserir o seu tipo no modelo matemático com a função “*Method*”, conforme Figura 36.

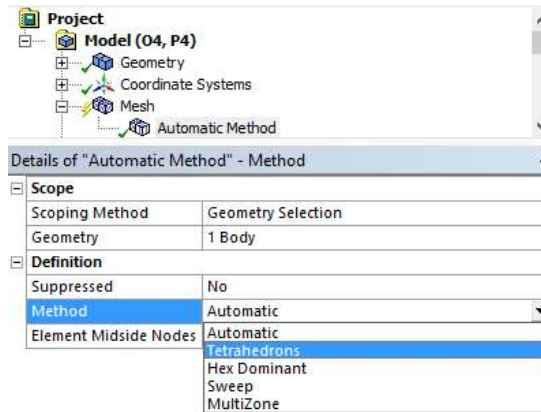


Figura 36 - Aplicação de elementos tetraédricos na malha

Fonte: Autoria própria.

A partir daí, utiliza-se para a malha a função de proximidade e de curvatura, também conhecida como “*Proximity and Curvature*”. A função de proximidade controla o número de elementos de malha aplicados nas lacunas nas uniões entre os tubos, enquanto a de curvatura permite controlar o ângulo entre os elementos de malha adjacentes. Conforme Figura 37, dentro desta função, alguns parâmetros como “*Min Size*”, “*Proximity Size*”, “*Max Face Size*” e “*Max Tet Size*” são modificados para aumentar a adaptação da malha e evitar distorções da mesma.

Sizing	
Size Function	Proximity and Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (70,3950 °)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	Default (3)
Proximity Size Function Sources	Faces and Edges
<input type="checkbox"/> Min Size	14,50 mm
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	8,0 mm
<input type="checkbox"/> Max Face Size	125,0 mm
<input type="checkbox"/> Max Tet Size	240,0 mm

Figura 37 - Parâmetros geométricos da malha tetraédrica

Fonte: Autoria própria.

A geração automática da malha utiliza a configuração padrão estabelecida pelo software, não atendendo necessariamente a uniformidade da mesma. Os ajustes manuais realizados permitem a melhor adequação da mesma, como visto na Figura 38.

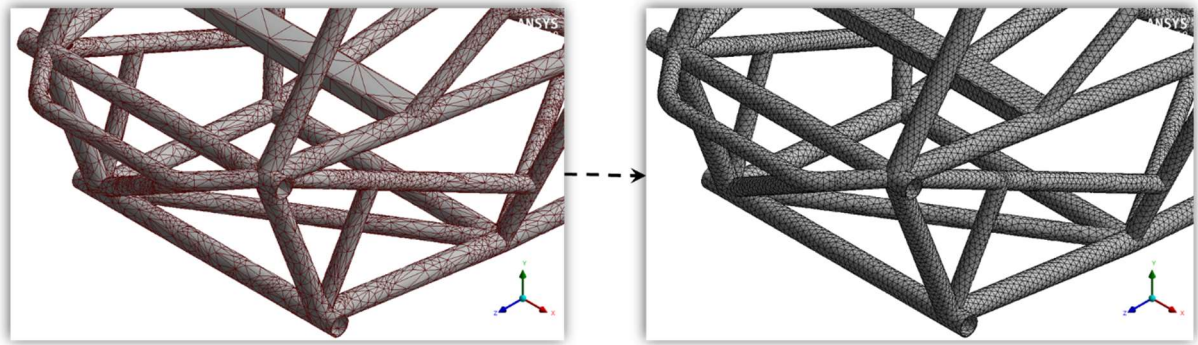


Figura 38 - Comparativo entre malha automática e malha retrabalhada

Fonte: Autoria própria.

4.2.4 CARREGAMENTOS E RESTRIÇÕES

Originalmente, para qualquer análise no modelo matemático em elementos finitos, caso o mesmo não possua nenhuma carga submetida ou restrição de movimento, subentende-se que este está livre no espaço. Portanto, para a obtenção das saídas de análise, necessita-se aplicar as condições de contorno (restrições) e carregamentos na estrutura.

Visto que a estrutura real utiliza chapas soldadas como pontos de fixação da suspensão, a fim de simplificar a geometria, estas não são inseridas no modelo, utilizando os nós da malha nas coordenadas correspondentes à localização das fixações. Conforme visto na Figura 39, utiliza-se a ferramenta de seleção de nós e após selecionar os nós pretendidos, aplica-se a função “*Named Selection*” para que o programa consiga aplicar qualquer condição no conjunto. Utiliza-se tal processo para agrupar os pontos de fixação dos braços da suspensão dianteira e traseira, bem como os pontos de fixação dos amortecedores.

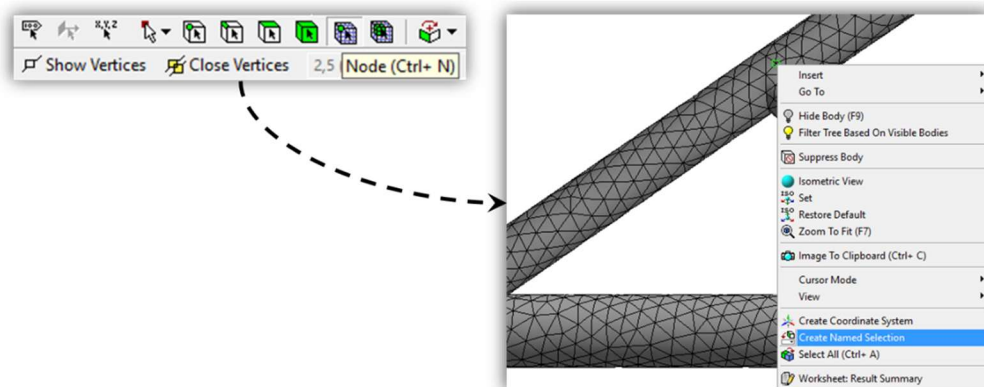


Figura 39 - Criação de agrupamento de nós

Fonte: Autoria própria.

Deste modo, com o agrupamento de nós, pode-se aplicar as restrições de movimento e forças nodais, conforme Figura 40.

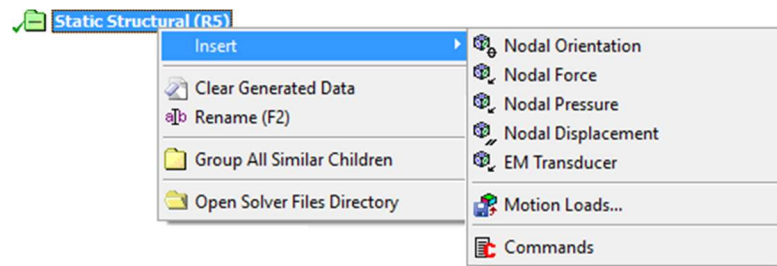


Figura 40 - Aplicação de parâmetros nodais

Fonte: Autoria própria.

De acordo a Figura 41, no agrupamento de nós selecionado, para carregamento, deve-se inserir as componentes da força, enquanto para deslocamento, inserem-se as tolerâncias de movimentação em cada componente do mesmo.

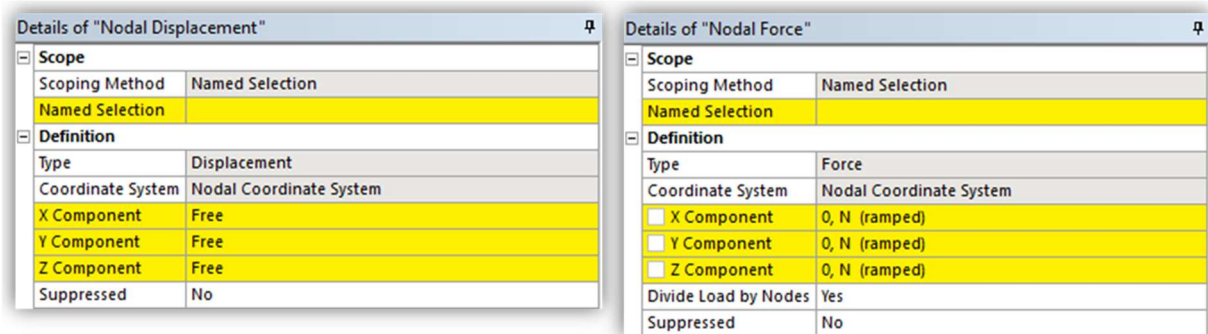


Figura 41 - Configuração de deslocamento e força nodal

Fonte: Autoria própria.

A análise torcional da estrutura é decomposta em quatro sub-análises constituintes, sendo duas para o momento torcional horário e anti-horário aplicados nos pontos do amortecedor dianteiro com restrição de 2º gênero nos pontos de fixação da suspensão traseira (deslocamento nulo), enquanto as outras duas são para o momento torcional horário e anti-horário, porém aplicados na traseira do veículo e com as restrições de movimento na dianteira.

Referenciando a análise para modelos de amortecedores comumente utilizados em veículos Baja, para a dianteira utiliza-se o amortecedor Fox Float 3 com carga máxima de 11,45 kN, enquanto para a traseira utiliza-se o Fox Float 3 Evol R com carga máxima de 13,95 kN, sendo ambos os valores extraídos da ficha técnica do manual do fabricante FOX Factory (2018). Então, aplicando-se as cargas e restrições, obtém-se o modelo conforme Figura 42.

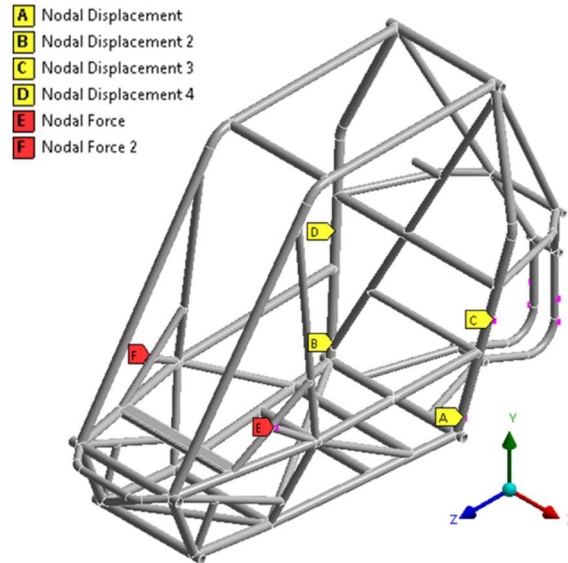


Figura 42 - Carregamento e condições de contorno no modelo matemático

Fonte: Autoria própria.

4.2.5 SAÍDA DE ANÁLISE

Como saída das análises estáticas, utiliza-se o deslocamento direcional em x, y e z para que seja calculado o deslocamento angular dos nós onde as cargas são aplicadas, que em conjunto com o momento de torção obtido pela distância entre os binários e suas cargas, pode-se determinar a rigidez torcional através da Equação 2.3.

Para tal, com o quadro de soluções “*Solution*” ativado, deve-se inserir o deslocamento direcional, onde após a aplicação, a orientação cartesiana deve ser determinada para os devidos deslocamentos, conforme Figura 43. Este processo deve ser repetido individualmente para x, y e z.

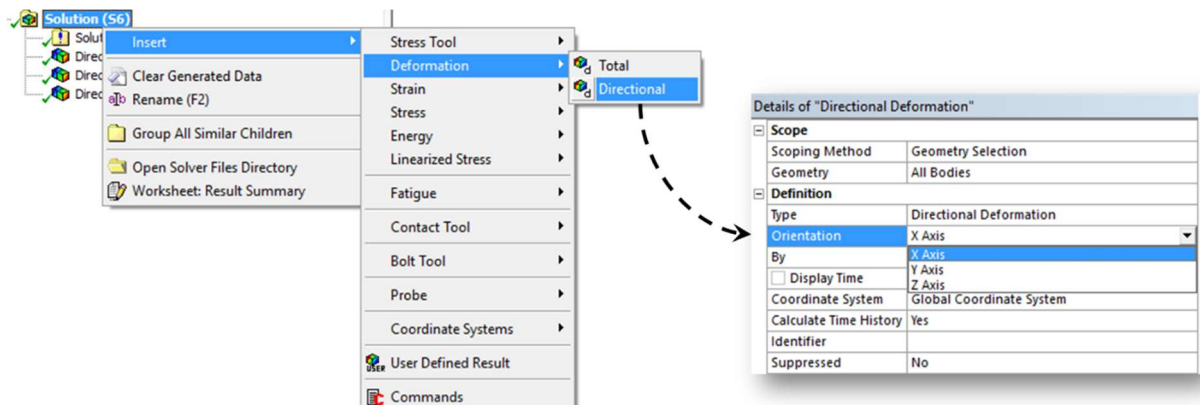


Figura 43 - Seleção de saídas da análise estrutural

Fonte: Autoria própria.

4.3 RIGIDEZ TORCIONAL LOCAL E GLOBAL

Para cada sub-análise de torção realizada geram-se diferentes deslocamentos angulares dos nós carregados no momento horário e anti-horário tanto na dianteira quanto na traseira, visto que a estrutura não é simétrica devido aos seus travamentos.

Assim, para se obter os deslocamentos angulares, exportam-se as saídas de deslocamento direcional do ANSYS em arquivo de Excel, conforme Figura 44.

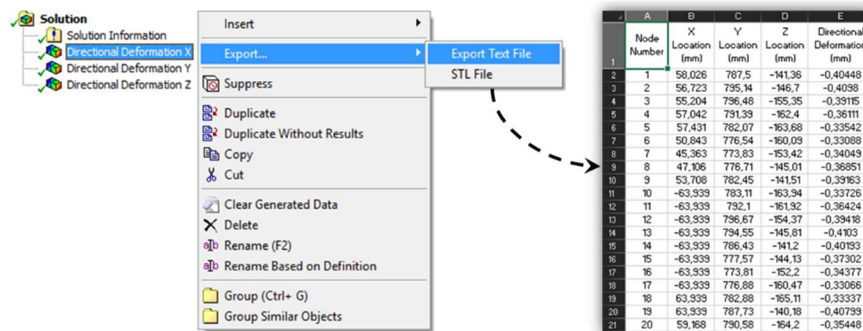


Figura 44 - Exportação de resultados para tabela em Excel

Fonte: Autoria própria.

Na tabela gerada encontram-se todos os nós da malha com suas respectivas coordenadas e deslocamentos direcionais. Deve-se localizar os nós referentes às forças aplicadas para então determinar suas coordenadas finais, isto é, após a deformação do chassi. Tendo as localizações iniciais e finais dos pontos da carga, determina-se o seu deslocamento angular com relação ao ponto médio entre o binário, como visto na Figura 45.

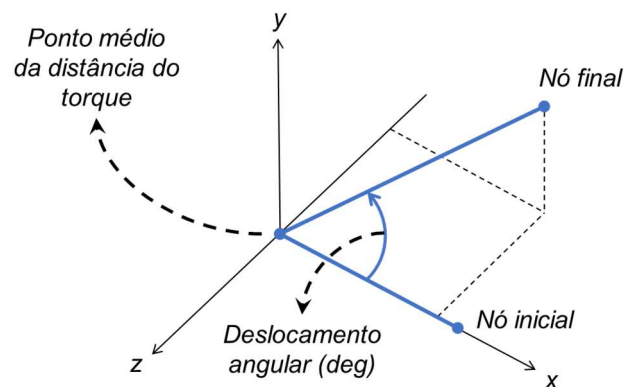


Figura 45 - Representação tridimensional do deslocamento angular nodal

Fonte: Autoria própria.

Individualmente, as forças do momento de torção geram um deslocamento angular específico. Portanto, como as mesmas possuem mesma magnitude, para

representar a rigidez torcional resultante de cada momento, adota-se a média ponderada entre as duas angulações obtidas, levando em conta seus pesos relativos.

Conforme dito anteriormente, ao todo são realizadas simulações para os quatro momentos de torção na estrutura. Cada uma dessas simulações gera uma rigidez relativa na estrutura, denominada “rigidez torcional local”. A combinação entre as duas rigidezes locais da dianteira forma a rigidez torcional da dianteira, assim como a combinação das rigidezes locais da traseira forma a rigidez torcional da traseira. Por fim, a combinação da rigidez torcional dianteira e traseira forma a rigidez torcional resultante da estrutura, denominada “rigidez torcional global”. Estas associações de rigidezes são realizadas utilizando suas importâncias relativas através de médias ponderadas, sendo representadas no diagrama da Figura 46.

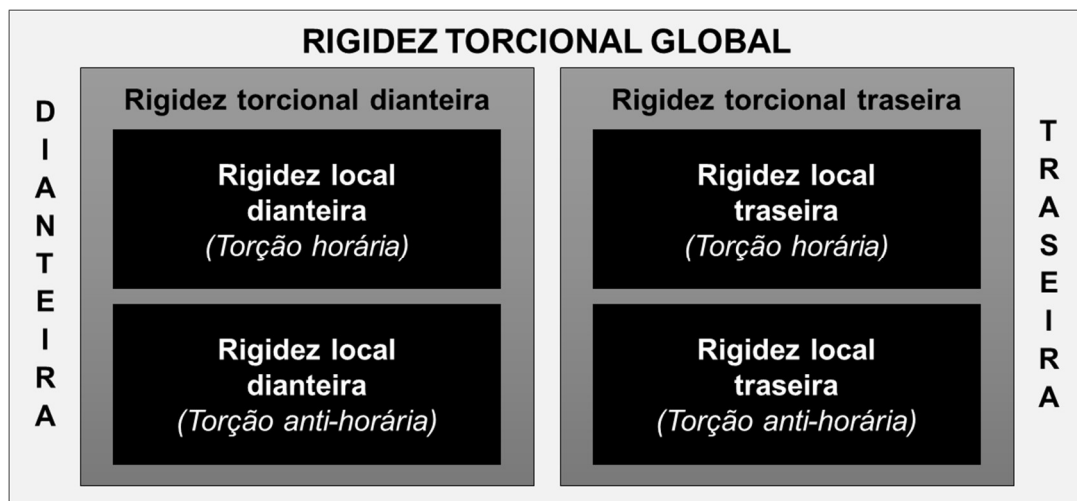


Figura 46 - Diagrama de composição da rigidez da estrutura

Fonte: Autoria própria.

De modo a garantir maior precisão nos resultados, aumentam-se os dados amostrais calculando as rigidezes locais com aumento gradativo das forças torcionais até seus valores máximos, aumentando a quantidade de pontos que tendenciam na reta da constante de rigidez.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A partir das simulações obtiveram-se as deflexões angulares para cada ponto analisado de acordo com a Tabela 3.

Tabela 3 - Deflexões angulares das fixações dos amortecedores

	Torção Horária		Torção anti-horária	
	Amort. Esquerdo	Amort. Direito	Amort. Esquerdo	Amort. Direito
Dianteira	2,1851°	1,8125°	1,9445°	2,0382°
Traseira	2,4250°	2,1260°	2,1734°	2,3621°

Fonte: Autoria própria.

Nota-se que a variação entre as angulações ocorre devido à assimetria da estrutura pela existência de treliças, que atuam de forma a minimizar suas deformações em virtude das absorções de cargas por tração e compressão.

Para as rigidezes locais da dianteira, obtiveram os seguintes pontos relacionados entre momento e deflexão angular, de acordo com as Figura 47 e Figura 48.

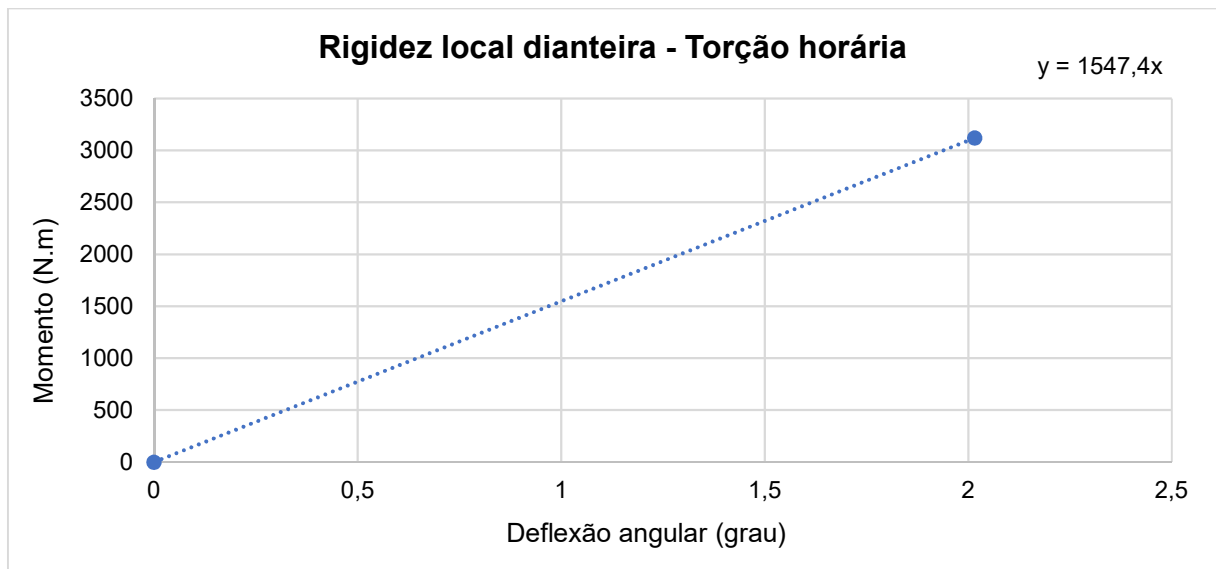


Figura 47 - Regressão da rigidez local dianteira (torção horária)

Fonte: Autoria própria.

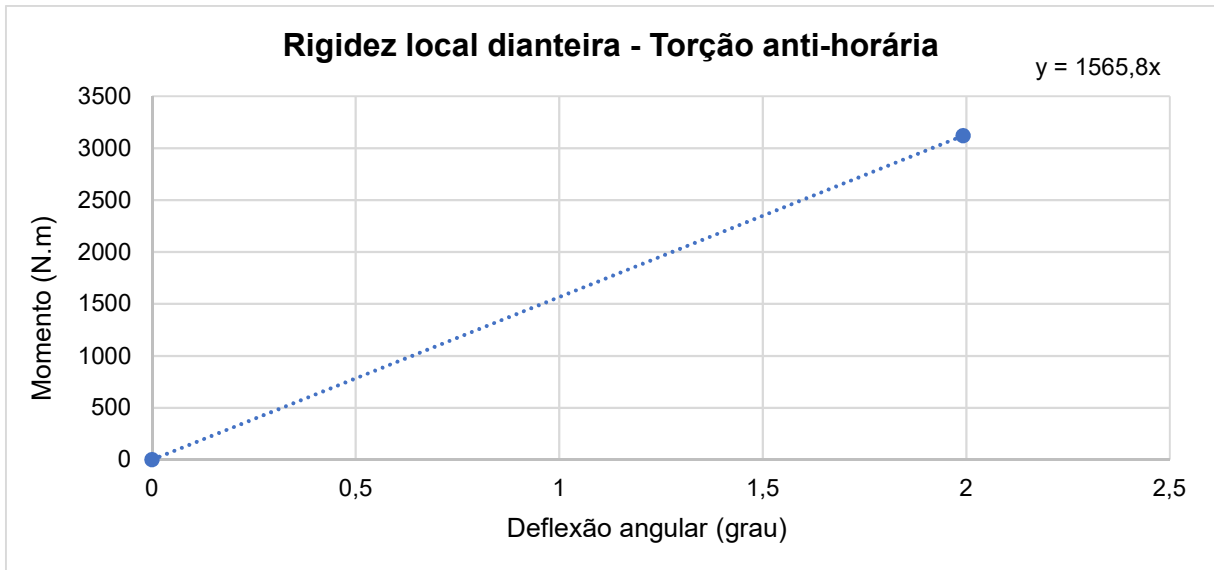


Figura 48 - Regressão da rigidez local dianteira (torção anti-horária)

Fonte: Autoria própria.

Cada um destes conjuntos de pontos gera sua devida regressão linear, cuja equação de reta é representada no próprio gráfico. Seguindo a metodologia de Tebby et al (2011), entende-se a constante de rigidez torcional como o próprio coeficiente angular da reta, visto que o mesmo atende aos requisitos da Equação 2.3. Visto que a constante linear da reta representa a dispersão dos pontos, a mesma não é considerada por representar variações relativamente desprezíveis.

Do mesmo modo, para as rigidezes locais da traseira obtiveram-se os gráficos representados pela Figura 49 e Figura 50.

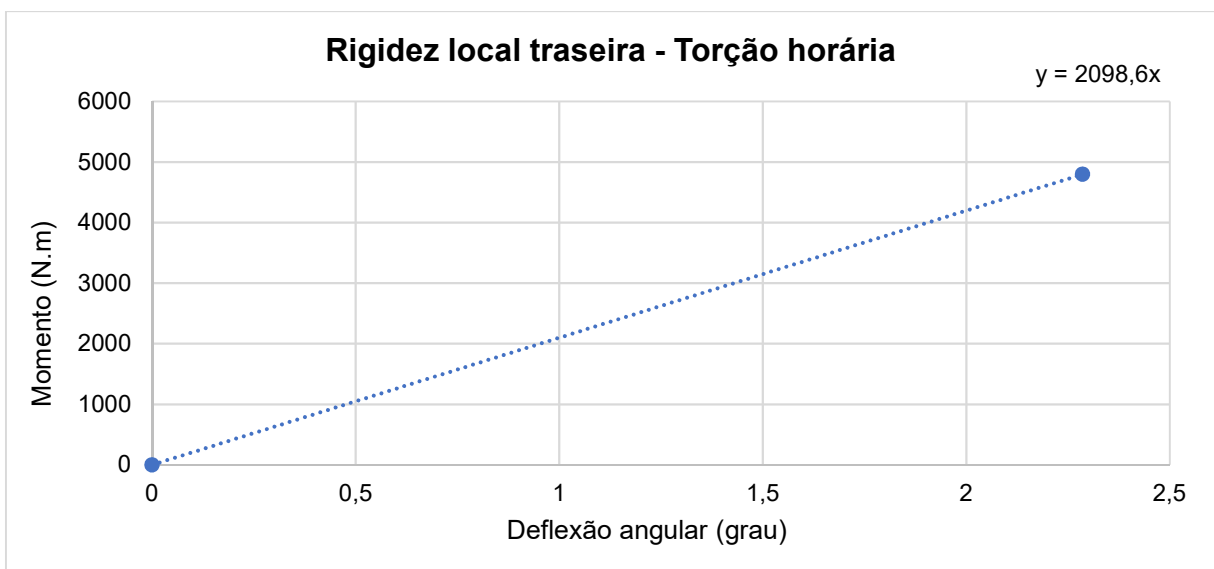


Figura 49 - Regressão da rigidez local traseira (torção horária)

Fonte: Autoria própria.

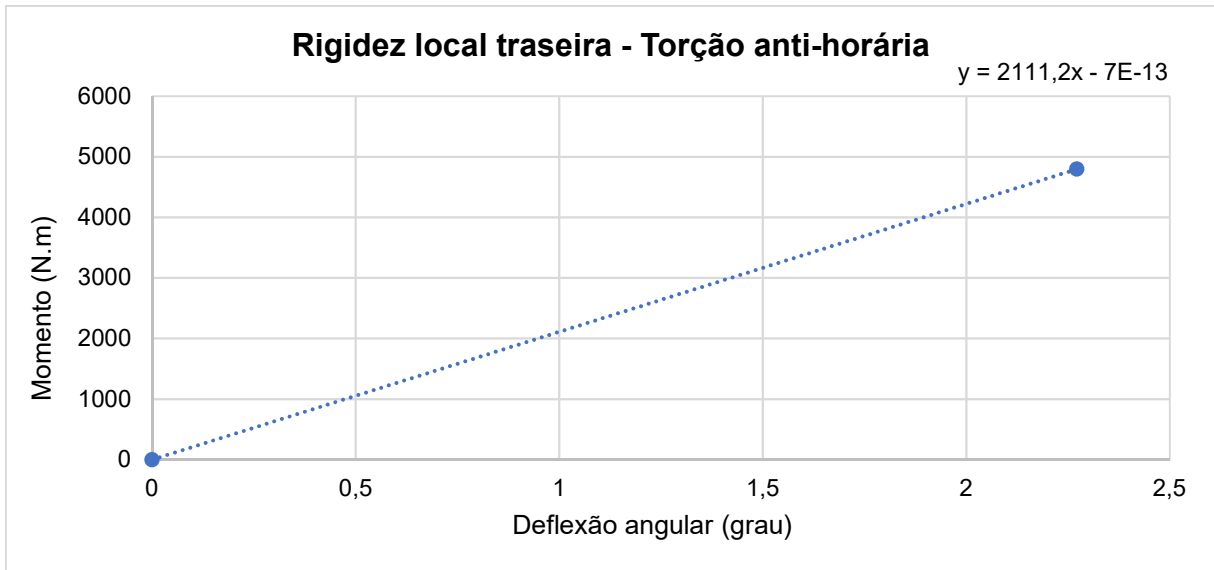


Figura 50 - Regressão da rigidez local traseira (torção anti-horária)

Fonte: Autoria própria.

Após todas as rigidezes estarem em conjunto, obtiveram-se as rigidezes torcionais da dianteira, da traseira e, por conseguinte a rigidez torcional global da estrutura, abaixo na Tabela 4.

Tabela 4 - Rigidezes torcionais da estrutura

	K_T (N.m/grau)	Peso (%)
Dianteira	1556,65	42,51
Traseira	2104,92	57,49
Global	1871,83	

Fonte: Autoria própria.

A fim de investigar a relação entre as deformações ocasionadas no chassi exemplificado na Figura 9, aplicou-se a mesma metodologia para a sua versão computacional disponibilizada pela Equipe BAJA UEA. Verificaram-se para tal chassi as deflexões angulares e a rigidez torcional dianteira, traseira e global, vide Tabela 5 e Tabela 6.

Tabela 5 - Deflexões angulares das fixações dos amortecedores do chassi exemplificado

	Torção Horária		Torção anti-horária	
	Amort. Esquerdo	Amort. Direito	Amort. Esquerdo	Amort. Direito
Dianteira	2,6450°	2,3136°	2,3615°	2,5913°
Traseira	3,0497°	2,7140°	2,6997°	3,0534°

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6 - Rigidezes torcionais do chassi exemplificado

	K_T (N.m/grau)	Peso (%)
Dianteira	664,12	40,36
Traseira	981,33	59,64
Global	853,30	

Fonte: Autoria própria.

Observa-se que a rigidez torcional global da estrutura exemplificada atende à estimativa de rigidez definida por Barbosa (2015) para veículos do tipo Baja SAE, porém muito próxima da margem mínima. Verifica-se também que as deflexões angulares do chassi exemplificado são em sua maioria superiores às do modelo empregado neste trabalho, porém com uma carga de trabalho inferior, analiticamente demonstrando possuir uma menor rigidez estrutural.

Embora a rigidez torcional traseira e a rigidez torcional global estejam dentro da tolerância de trabalho respectivamente com 30,84% e 13,77% acima do limite inferior, a rigidez torcional dianteira encontra-se abaixo do limite inferior em 11,45%, o que justifica as deformações plásticas ocorridas nas laterais da estrutura. Isso mostra que embora a estrutura possua rigidez global relativamente aceitável, caso uma das partes – dianteira ou traseira – esteja insuficientemente rígida, a mesma também se torna inválida.

Nota-se que a estrutura danificada da Figura 9 não possui travamento nos pontos de fixação dos amortecedores se comparado ao chassi da Figura 25, o que ocasiona menor distribuição de tensões, isto é, gerando maiores deformações.

Já o modelo deste trabalho possui a rigidez torcional dianteira em 3,77% e traseira em 40,33% acima do limite superior estabelecido pelo autor. Tal fato constata que a estrutura está rígida o suficiente para suportar os esforços torcionais ocasionados pela suspensão.

A Figura 51 mostra os deslocamentos totais máximos da estrutura encontrados nas torções horária e anti-horária da dianteira, sendo ambos com o valor de 24,918 mm.

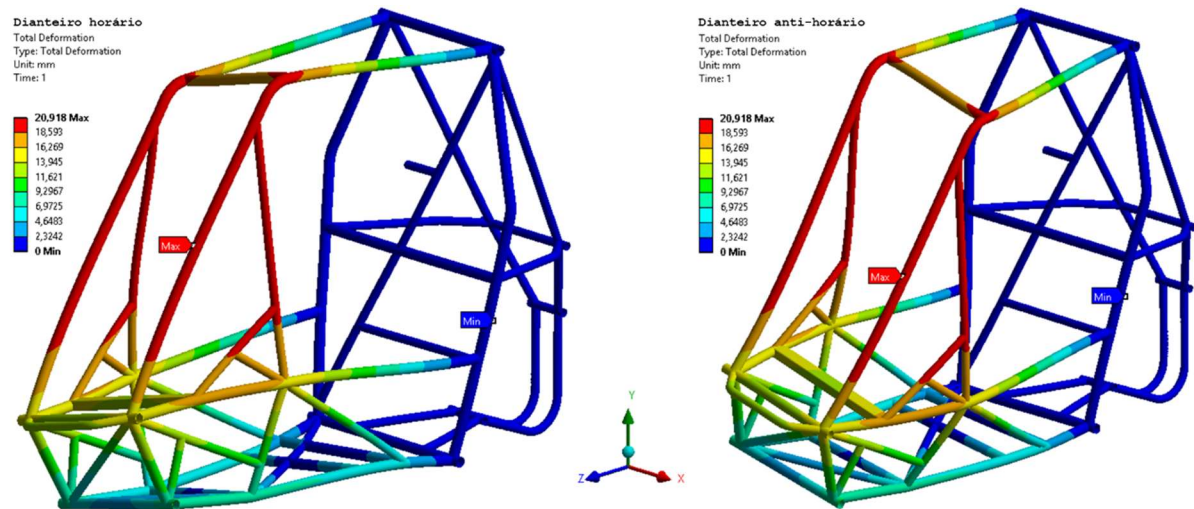


Figura 51 - Deslocamentos máximos na torção dianteira horária e anti-horária, respectivamente

Fonte: Autoria própria.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 CONCLUSÃO

Com a insuficiência de trabalhos de chassis automotivos na literatura brasileira, o presente trabalho possui papel de grande importância para o seu crescimento, principalmente favorecendo o conhecimento na indústria de duas e quatro rodas. As simulações de rigidez torcional tornam-se cada vez mais importantes e presentes no projeto da indústria automobilística, sendo capazes de sinalizar de maneira preventiva as circunstâncias de possíveis falhas estruturais.

Ao longo deste trabalho, torna-se viável o desenvolvimento do estudo de rigidez por métodos computacionais. Conforme demonstrado na avaliação dos resultados, comparando-se o chassi deformado defeituoso e o chassi modelado durante o trabalho são identificados os pontos de torção como os pontos críticos da estrutura, onde ao adicionar na região elementos estruturais de maneira treliçada, os mesmos distribuem as forças para outros nós, diminuindo a deflexão e aumentando consideravelmente a rigidez da estrutura.

Além disso, a quantificação estimada da rigidez torcional tanto dianteira quanto traseira permite avaliar individualmente a região onde se necessita da intervenção do projetista para o incremento da rigidez. É importante destacar que a determinação da rigidez torcional global não garante que o chassi realmente esteja estável, tornando impreterível os estudos mais aprofundados da mesma.

Por fim, a análise computacional empregada permite corrigir falhas estruturais ainda durante a fase de projeto, o que evita custos de retrabalho durante a etapa de manufatura.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para a elaboração de novos protótipos automotivos, sugere-se o incremento do método experimental, que juntamente ao método computacional, proporciona maior embasamento no estudo de rigidez. Tal método consiste na construção de um protótipo e no ensaio do mesmo através de aparatos laboratoriais para a coleta de dados, comparando por fim o resultado físico com o matemático.

Outro aspecto a ser aprofundado nas análises computacionais seria calcular as forças atuantes em cada elemento da malha e seus deslocamentos individuais, onde ao confrontar a rigidez obtida por todos os pontos da estrutura, os resultados poderiam atingir alta precisão de identificação de elementos críticos e análise de dados.

Isto posto, é válido correlacionar o comportamento dos modos de vibração do chassi com a sua rigidez, de modo que torne possível analisar a intensidade da rigidez através do estudo das frequências naturais.

7 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- ADAMS, Herb. **Chassis Engineering: chassis design building & tuning for high performance handling**. 1 Ed. New York: HPBooks, 1993.
- ANSYS. 2016. **About ANSYS**. Disponível em: <<http://www.ansys.com/About-ANSYS>>. Acesso em 06/2018.
- ASSAN, A. E. **Método dos elementos finitos: primeiros passos**. [S.l.]: Ed. Da UNICAMP, 2003.
- AUTODESK. **Inventor Overview**. Disponível em: <<https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>>. Acesso em 06/2018.
- AZEVEDO, Álvaro. **Método dos Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto Portugal. 1 Ed, 2003.
- BABU, P.K. Ajeet. **Design, Analysis and Testing of the Primary Structure of a Race Car for Supra SAEINDIA Competition**. SAE International, 2012.
- BAKER, Christopher Scott. **FoES Formula SAE-A Space Frame Chassis Design**. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – University of Southern Queensland, 2004.
- BARBOSA, Luis. **Avaliação da rigidez torcional do chassi de um protótipo Baja SAE através do método de elementos finitos e de ensaio experimental**. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.
- BOTOSSO, Antônio Carlos. **Avaliação do efeito da rigidez estrutural sobre a dinâmica veicular**. Dissertação (Mestrado) – USP, São Paulo, 2015.
- CANUT, Felipe Azevedo. **Análise estrutural do chassi de um veículo fórmula SAE pelo método de elementos finitos**. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília, 2014.
- CASTRO, Márcio Schneider de. **Uma metodologia para melhoria da rigidez torcional de componentes estruturais automotivos**. Dissertação (Mestrado)

– Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2008. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/91536>>. Acesso em 06/2018.

COSTA, P. G. **A bíblia do carro**. 2001.

COSTIN, Michael; PHIPPS, David. **Racing and Sports Car Chassis Design**. 2 Ed. Cambridge: R. Bentley, 1967.

DEAKIN, Andrew; CROLLA, David; RAMIREZ, Juan Pablo; HANLEY, Ray; **The effect of chassis stiffness on car handling balance**. SAE Technical Paper, 2000-01-3554, 2000.

FIGES, 2003. **What is ANSYS**. Disponível em: <<http://www.figes.com.tr/english/ansys/ansys.php>>. Acesso em 09/2018.

FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **Um primeiro curso de elementos finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

FOX FACTORY, 2018. **Owner's Manual – Factory Series – Float 3, Float 3 Evol R - 605-00-119-rev B**. Disponível em: <<https://www.ridefox.com/fox17/dl/atv/605-00-119-Rev%20B.pdf>>. Acesso em 11/2018.

FURTADO, Daniel Canongia. **Análise estrutural de chassi de veículos automotivos**. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) - Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

GIL, A. C. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 6 Ed. São Paulo: Atlas, 2008.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers Inc. USA, 1992.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de Física 1 - Mecânica**. 9 Ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2012.

HAPPIAN-SMITH, J. **An Introduction to modern vehicle design**. Butterworth Heinemann, 2002.

JORNAL DAS OFICINAS, 2014. **Jaguar confirmou nova berlina desportiva**. Disponível em: <<https://tinyurl.com/monoblock-chassis>>. Acesso em 06/2018.

- KIMBALL, S. **Don't focus on stress when stiffness is the problem**. Machine Design Magazine. Laucadia: California, 1999.
- KUROWSKI, Paul M. **Finite element analysis for design engineers**. Warrendale: SAE International, 2004.
- LAW, E.H.; Raju, S.; Thompson, L.L.; **Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness**, Motorsports Engineering Conference and Exposition, 1998.
- LIMA, A. et al. **Montagem e modelagem de chassi para automóvel movido à energia fotovoltaica**, 2017. Disponível em: <<https://revistas.brazcubas.br/index.php/dialogos/article/view/344>>. Acesso em 07/2018.
- MAT, Mohd Hanif; GHANI, Amir Radzi Ab. **Design and Analysis of 'Eco' Car Chassis**. Procedia Engineering, Malaysia, p. 1756-1760, 2012.
- MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L.; **Race car vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1995.
- OLIVEIRA, F. C. G.; **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Uberlândia, 2007.
- PRODANOV, Cleber. **Metodologia do trabalho científico [recurso eletrônico] : métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**. 2 Ed. Novo Hamburgo: Feevale, 2013.
- RIBEIRO, Talita Muniz; CAMARA, J. J. D.; ENGLER, Rita Castro. **Habitáculo Veicular: Percepções de Design e Ergonomia**. In: Encontro Latino Americano de Diseño, Buenos Aires. Actas de Diseño 4 - Universidad de Palermo, 2007.
- ROCHA, F. K. **Desenvolvimento de uma metodologia para análise de estrutura veicular**. UFSC, 2004.

RUBENSTEIN, James M., **Making and Selling Cars: Innovation and Change in the U.S. Automotive Industry**. Baltimore: Johns Hopkins University Press, 2001.

SAE BRASIL. **Baja SAE Brasil**. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>>. Acesso em 04/2018.

SAMPÒ, Enrico. **Vehicle chassis and vehicle dynamics: Modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation**. Dissertação (Doutorado) – Faculty of Engineering and Physical Sciences, University of Surrey, Guildford, 2011. Disponível em: <<http://core.ac.uk/download/pdf/16517785.pdf>>. Acesso em 08/2018.

SANTOS, V. L.; **Estudo da dinâmica vertical de um veículo através da teoria de sistemas Multicorpos**. Trabalho de conclusão de curso, Politécnica USP, 2007.

SILVA, J. G. S. et al. **Análise Estrutural de Chassis de Veículos Pesados com Base no Emprego do Programa ANSYS**. Universidade do estado do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2011.

SITHANANUN, C., LEELAPHONGPRASUT, C., BAITIANG, C., et al. **SAE Student Formula Space Frame Design and Fabrication**. The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering, AMM21, Krabi, 2011.

SORIANO, H. L.; LIMA, S. D. S. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. Vol. 48. [S.I.]: Ed USP, 2003.

SOUSA, H. J. **Análise Estrutural do Veículo Terrestre Mini Baja Utilizando o Método dos Elementos Finitos**. Trabalho de conclusão de curso - Universidade Estadual do Maranhão. UEMA, 2006.

SPYRAKOS, C. C., **Finite Element Modeling in Engineering Practice**. Pittsburg, PA. Algor Inc, 1996.

TEBBY, S.; ESMAILZADEH, E.; BARARI, A.; **Methods to Determine Torsion Stiffness in an Automotive Chassis**. University of Ontario Institute of Technology, 2011.

- VILELA, Daniel. **Aplicação de métodos numéricos de otimização ao problema conjunto da dirigibilidade e conforto veicular.** Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.
- WATERMAN, Brendan J. **Design and Construction of a Space-frame Chassis. Final Year Project Thesis submitted to School of Mechanical and Chemical Engineering.** University of Western Australia, 2011.
- WEISS, Gabriel. **Análise Computacional e Experimental de Rigidez à Torção de um Chassi de Fórmula SAE.** Projeto de Graduação – UFRJ / Escola Politécnica / Curso de Engenharia Mecânica, 2016.
- ZIENKIEWICZ, O. C.; Taylor, R. L. **The Finite Element Method.** Vol. 1. McGraw-Hill International Editions, 4 Ed., Londres, 1989.